ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XIII, nr. 1, 1963 **Apare de 4 ori pe an**

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
Acad. R. RĂDULEŢ, — *redactor responsabil*;
Acad. M. BERCOVICI,
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
I. BLUM;
T. IONESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU.

REDACŢIA: BUCUREŞTI, Şoseaua Vitan nr. 236

MTA Könyvtár
Nemzetközi
Kiadványcseréjéből

1989

F

2701

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtár
581/1964

VIAȚA ȘI ACTIVITATEA LUI GHEORGHE NICOLAU

(1886 — 1950)

Născut la 20 august 1886 în comuna Pufești din fostul județ Putna, încă din copilărie a cunoscut mizeria în care se zbăteau cei ce munceau. Observații culese, fapte trăite în copilărie vor juca un rol hotărîtor în formarea caracterului său.

După absolvirea celor patru clase primare în satul natal, urmează primele clase ale gimnaziului din Focșani, iar apoi continuă și termină strălucit studiile la liceul „Petru Rareș" din Piatra-Neamț.

Luptînd din greu cu dificultățile impuse de posibilități materiale mai mult decît modeste, tînărul Gheorghe Nicolau, care începuse să se întrețină singur, intră în Școala de poduri și șosele din București, unde face studii strălucite, fiind al doilea din promoția sa, după Nicolae Profiri, cu care leagă o prietenie pe care idealurile comune, științifice și sociale, care i-au stat la bază au făcut-o de nezdruncinat. La 21 iulie 1911 obține diploma de inginer al Școlii de poduri și șosele din București. Multiplele lipsuri i-au șubrezit însă sănătatea, care nu s-a mai restabilit niciodată.

Licean și student, făcea numeroase excursii pe jos, în special prin Moldova. L-a impresionat starea de înapoiere a drumurilor, a podurilor etc., astfel încît, atunci cînd a început să lucreze în Departamentul lucrărilor publice, Direcția generală de studii și construcții noi, a cerut să fie trimis la lucrările de reconstrucție a podurilor de peste Bistrița, lucrări cărora li s-a dedicat cu trup și suflet.

Războiul care îl indignează, îl smulge din activitatea sa constructivă, dar îi permite să ia contact, prin tovarășii de arme ruși, cu mărețele idealuri ale Marii Revoluții din Octombrie. Gheorghe Nicolau citește și studiază materialele revoluționare de care dispune, lucru hotărîtor pentru dezvoltarea sa ulterioară. În această ordine de idei, ține conferințe și publică articole despre problemele legate de intensificarea muncii, despre organizarea științifică a muncii etc. (1918—1920).

În aceeași perioadă încep să-l preocupe problemele învățămîntului tehnic de toate gradele. Înțelege că este necesară o temeinică pregătire de cadre tehnice calificate, la nivelul conductorilor tehnici, și încă din

1919 începe pentru Gheorghe Nicolau o activitate susținută în cadrul Școlii de conductori de lucrări publice.

Rînd pe rînd predă și publică, pentru a suplini lipsa de manuale din acel timp, cursuri despre mașini cu abur, motoare cu ardere internă etc. Îl preocupă și probleme de organizare a învățămîntului tehnic, pe care le dezbate atît în cadrul Asociației generale a inginerilor din Romînia (de exemplu la Congresul din Iași), cît și în publicațiile de specialitate (de exemplu, în „Buletinul Societății politehnice").

Calificat atît prin vasta sa pregătire, cît și prin marea sa putere de muncă, este numit la 1 iulie 1920 subdirector al Școlii politehnice din București, înființată pe bazele Școlii de poduri și șosele.

La nouă ani după absolvirea ei, Gheorghe Nicolau intră în această școală ca organizator și dascăl și lucrează în ea timp de 30 de ani, pentru a nu o părăsi pînă la moarte. El începe o rodnică și susținută activitate de organizare a Școlii politehnice, paralel cu predarea cursului de motoare cu ardere internă.

În același timp, cu toată această muncă, nu dă nici o clipă uitării idealurile tinereții sale. Risipirea avutului public, corupția, exploatarea odioasă a omului de către om sînt dezvăluite în toată goliciunea lor în numeroase conferințe ținute în centrele muncitorești (1925—1928), și în primul rînd la Cîmpina, la Cercul cultural „Casa poporului". Demascînd substratul economic al exploatării capitaliste, Gheorghe Nicolau îndeamnă pe muncitori „să-și ia în mînă frînele destinului lor".

Din 1929—1930 își reia activitatea în cadrul Ministerului Lucrărilor Publice, ca membru și apoi ca președinte al Casei autonome a drumurilor și ca membru, iar mai tîrziu ca președinte al Consiliului tehnic superior, cel mai înalt for tehnic al țării din timpul acela.

Noile sarcini și starea sănătății îl obligă să părăsească în 1930 munca de subdirector al Școlii politehnice.

Ca președinte al Consiliului superior al energiei, reprezintă țara la sesiunile Conferinței mondiale a energiei, care au avut loc în 1933 la Copenhaga, Stockholm și Oslo. Cu această ocazie are numeroase intervenții privind unele probleme, pe atunci relativ noi, de mare importanță pentru progresul motoarelor cu ardere internă, ca, de exemplu, supraalimentarea motoarelor diesel prin grupuri turbosuflante, precum și în problemele legate de dezvoltarea turbinelor cu gaze. Cu acest prilej atrage atenția asupra necesității răcirii intermediare și a supraalimentării la presiune ridicată, realizări de mai tîrziu ale tehnicii.

Activitatea lui Gheorghe Nicolau se îndreaptă un timp spre modernizarea și amenajarea unor unități energetice din țară (diferite uzine electrice cu motoare diesel, instalații de aburi), precum și spre marea problemă a drumurilor.

Împreună cu prof. Nicolae Profiri abordează problemele științifice și tehnice ale construcției moderne de drumuri asfaltate. În lucrarea lor *Sisteme moderne de asfaltaj* se face o adîncă analiză a acestor metode, dîndu-se în același timp replica cuvenită „specialiștilor" care, pentru motive inspirate în special din jocul concesiunilor către firme străine, atacau sistemele de asfaltaj potrivite circulației pe drumurile noastre

și corespunzătoare climei din țara noastră. Fără îndoială, astăzi pare straniu faptul că era necesar să se arate superioritatea sistemului de asfaltaj față de „pavaje și macadam", care erau pe atunci în stima „specialiștilor" autohtoni. De altfel, aceștia din urmă erau cu toții interesați în piatra deținută de diferiții oameni politici, care ajungeau pînă la a spune că e nebunie să se facă lucrări de asfalt, deoarece clima și obiceiurile țării s-ar opune. Acesta este unul dintre numeroasele exemple ale venalității și incompetenței acelora care pretindeau să conducă destinele țării noastre.

Alături de tovarășii de muncă cu concepții avansate, Gheorghe Nicolau luptă pentru introducerea noului și a progresului.

În timpul dictaturii antonesciene, conducerea fascistă a A.G.I.R.-ului îl exclude pe Gheorghe Nicolau din asociație și cere destituirea lui din toate funcțiile publice; este scos din funcția de președinte al Consiliului tehnic superior și este izgonit temporar de la catedră.

În 1943 se îmbolnăvește grav. Supus unei grele intervenții chirurgicale, 23 August 1944 îl găsește internat în spital.

Încă nu pe deplin însănătoșit, se înscrie imediat în rîndurile Partidului și începe o prodigioasă activitate în slujba clasei muncitoare, căreia i se dăruiește cu totul, fără nici o cruțare.

Alături de acad. prof. ing. N. Profiri și alții, Gheorghe Nicolau este în fruntea acțiunii pentru transformarea A.G.I.R.-ului într-o asociație democratică.

Alături de acad. prof. dr. C. I. Parhon și alții, face parte din conducerea Comisiei pentru organizarea Sindicatului corpului didactic universitar și din conducerea Asociației romîne pentru strîngerea legăturilor cu Uniunea Sovietică (A.R.L.U.S.).

La 6 noiembrie 1944 face parte din guvern, reprezentînd sindicatele, ca ministru al asistenței și asigurărilor sociale. Îmbunătățirea și lărgirea asistenței medicale, majorarea pensiilor și ajutoarelor acordate asiguraților sociali, reforma legiuirilor de asigurare în spirit socialist, epurarea aparatului funcționăresc de elementele fasciste și necinstite au fost preocupările sale de bază.

Deputat în primul parlament democrat al țării, întîlnește mulți dintre muncitorii cărora li se adresase cu ani înainte în regiunea petroliferă de pe Valea Prahovei.

O dată cu reorganizarea Academiei în 1948, profesorul și inginerul Gheorghe Nicolau este numit membru titular activ al Academiei Republicii Populare Romîne și este secretar general al ei pînă în 1950. Ca secretar general al Academiei R.P.R., a dus o activitate stăruitoare pentru buna organizare și dezvoltare a muncii de cercetare științifică. Spiritul metodic și meticulos al acad. Gheorghe Nicolau a fost un sprijin puternic pentru înlăturarea greutăților de început în instituția nou creată de Partidul Muncitoresc Romîn și de guvern.

Cu toate multiplele sale sarcini ca membru în conducerea Institutului pentru relațiile culturale cu străinătatea, în Comitetul permanent pentru apărarea păcii din R.P.R., ca președinte al Ateneului R.P.R. etc.,

acad. Gheorghe Nicolau își consacră cea mai mare parte a timpului său muncii de îndrumare a activității de cercetare științifică în domeniul energeticii în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R., al cărui director a fost, precum și muncii didactice, căreia i se devotează cu aceeași căldură.

Paralel cu aceasta, întocmește o valoroasă lucrare de sinteză asupra problemelor energiei și o lucrare de precizare a valorii teoriei ciclice a motoarelor cu ardere internă, stabilind poziția acesteia față de procesele reale, precum și modul în care criteriile de îmbunătățire a randamentelor sînt confirmate de încercările experimentale.

Participă direct la elaborarea unor lucrări privind îmbunătățirea modului de folosire a combustibililor prin termificarea procesului de lucru, recuperarea pierderilor de căldură în industrie etc.

În afară de o adevărată școală a conștiinciozității în munca intelectuală, pusă cu abnegație în slujba clasei muncitoare, și a ținutei ireproșabile în activitatea pedagogică, prof. Gheorghe Nicolau a creat un curent al poziției principiale în problemele tehnice și științifice, în primul rînd în domeniul motoarelor cu ardere internă, relevînd rolul aprofundării semnificației fizice a proceselor din motoare, al elaborării unor metode de calcul cît mai precise, al corelațiilor dintre aspectele economice și cele energetice-constructive, la care a adus contribuții personale majore. A rămas proverbială nu numai exigența prof. Gheorghe Nicolau, ci și ținuta deosebită a prelegerilor sale.

Mare putere de muncă, pătimașă dragoste de adevăr și dreptate, corectitudine proverbială au caracterizat pe prof. Gheorghe Nicolau.

La 5 decembrie 1950 moare, răpus de boala necruțătoare care l-a chinuit vreme îndelungată.

În ultimele sale momente, conștient că nu va putea învinge boala de care suferea, Gheorghe Nicolau a declarat că „moare ca un soldat devotat al Partidului Muncitoresc Romîn" („Scînteia" nr. 1908 din 6 decembrie 1950).

Neuitată rămîne figura luminoasă a lui Gheorghe Nicolau, om de știință animat de dragoste pentru poporul nostru, devotat cauzei clasei muncitoare, tehnician de mare valoare, dascăl emerit, om de o mare cinste.

Ce răsplată mai apreciată ar fi putut să-și dorească dascălul pentru întreaga sa muncă decît cuvintele emoționante cu care studenții săi și-au luat ultimul rămas bun :

„Freamătul caracteristic sălilor de curs s-a oprit o clipă. O tăcere adîncă s-a așternut în mijlocul studenților și consternarea se citea pe fețele tuturor.

A murit profesorul Nicolau...

Fiecare ne-am reamintit figura lui și inevitabilul pătrundea cu greu în conștiința noastră.

L-am iubit pe profesorul Nicolau, pentru că el a știut să ne dea, din munca și strădania sa, poate partea cea mai frumoasă din viața-i atît de bogată în realizări.

Prin metoda sa de predare, prin înaltul nivel ştiinţific, cursurile profesorului Nicolau ne-au atras de la primele lecţii şi ne-au făcut să îndrăgim viitoarea noastră profesiune.

Profesorul Nicolau, permanent la curent cu ştiinţa şi tehnica sovietică, ne-a făcut să înţelegem principiile metodei dialectice aplicate în domeniul de specialitate şi ne-a dat numeroase pilde, menite să ne fie fir călăuzitor în activitatea noastră de mai tîrziu.

Ca examinator, ceea ce îl caracteriza pe profesorul nostru era integritatea, corectitudinea, seriozitatea, precum şi accentul pe care îl punea asupra procesului de gîndire al studentului.

Cînd, la terminarea studiilor, Republica noastră ne va chema să ne dăm contribuţia în fabrici şi uzine la construcţia socialismului, pentru fiecare dintre noi va fi un prilej permanent de încredere şi de mîndrie de a spune :

Am fost elevul lui Gheorghe Nicolau !".

prof. C. DINCULESCU
prof. C. ARAMĂ

DATE CRONOLOGICE CU PRIVIRE LA VIAŢA ŞI LA ACTIVITATEA PROF. ING. GH. NICOLAU

1886 — S-a născut la 20 august 1886 în comuna Pufeşti, judeţul Putna.

1898 — După absolvirea şcolii primare din satul său natal, îşi continuă studiile la gimnaziul din Focşani şi apoi la liceul „Petru Rareş" din Piatra-Neamţ.

1911 — Obţine diploma de inginer al Şcolii de poduri şi şosele din Bucureşti după studii strălucite.

— Imediat după absolvire lucrează ca inginer în Departamentul lucrărilor publice, Direcţia generală de studii şi construcţii noi, unde este însărcinat cu conducerea lucrărilor de reconstrucţie a podurilor de peste Bistriţa.

1919 — Ca profesor la Şcoala de conductori de lucrări publice, precum şi la Institutul tehnic universitar din Bucureşti, predă cursuri de mecanică şi de motoare termice.

1920 — La înfiinţarea Şcolii politehnice din Bucureşti la 1 iulie 1920 prin reorganizarea Şcolii naţionale de poduri şi şosele, devine subdirector al noii şcoli.

1923 — Ocupă funcţia de profesor titular al Catedrei de motoare cu ardere internă la Şcoala politehnică din Bucureşti.

1926 — Ţine conferinţe cu caracter socialist despre rolul statului şi despre punerea în valoare a întreprinderilor şi bogăţiilor statului în centre muncitoreşti, mai ales la Cîmpina.

— Devine conservator al Muzeului industrial al Şcolii politehnice din Bucureşti.

1929 — Devine membru, iar ulterior e ales preşedinte al Casei autonome a drumurilor.

1930 — Devine membru şi apoi preşedinte al Consiliului tehnic superior, cel mai înalt for tehnic din acel timp.

1932 — Este ales preşedinte al Consiliului superior al energiei.

1933 — Participă, ca reprezentant al Romîniei, la sesiunile Conferinței mondiale a energiei, la Copenhaga, Stockholm și Oslo, în cadrul cărora are intervenții în problemele, pe atunci relativ noi și în plin progres, de supraalimentare a motoarelor diesel și de utilizare a turbinelor cu gaze.

1936 — Devine membru titular activ al secției tehnice a Academiei de Științe din Romînia, prin alegere.

1941 — Este înlăturat temporar din învățămînt de către guvernul fascist al țării pentru părerile sale politice.

1943 — Este înlăturat de la conducerea Consiliului tehnic superior de către guvernul fascist al țării.

1944 — După 23 August 1944, încă nu pe deplin restabilit după o lungă și grea suferință, începe o prodigioasă activitate:
— Este primit în rîndurile partidului.
— Face parte din conducerea Comitetului de acțiune pentru democratizarea Asociației generale a inginerilor din Romînia (A.G.I.R.).
— Face parte din conducerea Comisiei de organizare a Sindicatului corpului didactic universitar.
— Face parte din conducerea A.R.L.U.S. ca membru fondator.
— Este ministru al asistenței și asigurărilor sociale în primul guvern cu participare democrată, reprezentînd sindicatele.
— Devine președinte al Apărării patriotice.

1945 — În alegerile din anul 1945 este ales deputat în primul parlament democrat al țării.
— Devine președinte al Ateneului Romîn.

1948 — Este ales membru al Academiei R.P.R. și secretar general al acestei Academii.

1949 — I se încredințează funcția de director al Institutului de energetică al Academiei R.P.R.

1950 — Moare la 5 decembrie, în București.

LISTA LUCRĂRILOR LUI GHEORGHE NICOLAU

1918

Problemele intensificării muncii și producțiunii. Revista „Renașterea Romîniei", anul I, nr. 7.

1919—1920

Organizarea științifică a muncii. Revista „Renașterea Romîniei", anul I, nr. 22—24.

1920—1921

Curs de algebră, 320 de pagini litografiate; predat la Școala de conductori de lucrări publice din București.

Curs de mecanică, 350 de pagini litografiate; predat la Școala de conductori de lucrări publice din București.

Curs de motoare cu ardere internă, 309 pagini litografiate; predat la Școala de conductori de lucrări publice din București.

Curs de beton armat, 129 de pagini litografiate; predat la Şcoala specială de geniu.
Contribuţii la studiul organizării învăţământului tehnic în Romînia. Comunicare A.G.I.R., la Congresul din Iaşi.
Asupra reversibilităţii întinderii elastice. Buletinul Societăţii „Politehnica", anul XXXV, nr. 11—12, 9 pagini.

1922

Curs de maşini, 203 pagini litografiate; predat la Şcoala de conductori de lucrări publice din Bucureşti.
Curs de maşini cu aburi, 206 pagini litografiate; predat la Institutul electrotehnic.
Asupra învăţământului mecanicii în şcolile tehnice medii şi în licee. Buletinul Societăţii politehnice, an. XXXVI, nr. 4—6, 14 pagini.

1924

Asupra punerii în valoare a întreprinderilor şi bogăţiilor statului. Broşură.
Criterii asupra programelor şi metodelor învăţământului tehnic mediu şi superior. Broşură.

1926

Rolul statului. Broşură, 26 pagini. Editura Cercul cultural „Casa poporului", Cîmpina.

1927

Problema fiscală. Broşură. Conferinţă la Cercul cultural „ Casa poporului", Cîmpina.
Incursiune economico-socială în domeniul problemelor forestiere. Broşură.

1928

Cadastrul, proprietatea funciară şi impozitul funciar. „Revista cadastrală", an. I, nr. 1, 3 pagini.

1929

Consideraţii în legătură cu noua lege a drumurilor. „Buletinul drumurilor", nr. 1, 2 pagini.

1930

Raport privind accidentarea unui grup electrogen cu motor diesel din uzina electrică a oraşului Drăgăşani.

1931

Raport privind grupul electrogen cu motor diesel de 1 000 CP din uzina electrică a oraşului Botoşani.

1932

Desfiinţarea prestaţiei în natură. Broşură. Editura „Monitorul Oficial", Imprimeria centrală, 21 pagini.

1933

Statutul personalului C.F.R. Broşură. 24 pagini. Editura „Monitorul Oficial", Imprimeria centrală.

Sisteme moderne de asfaltaj (cu N. Profiri şi N. Hoisescu). Editura „Cartea romînească", Bucureşti, 414 pagini.

1935

Curs de motori termici (motoare cu ardere internă), 1 108 pagini litografiate, în 3 volume ; predat la Politehnica din Bucureşti.

Proiectul lucrărilor de reparaţii ale motoarelor diesel de 120 şi 240 CP din uzina electrică a oraşului Fălticeni.

1936

Memoriu tehnic privitor la motoarele diesel de 300 CP din uzina electrică a oraşului Bistriţa (posibilităţi de transformare şi de reparare).

1937

Proiectul lucrărilor de amplificare şi reparaţie a bateriei de cazane din uzina de aburi a abatorului municipal Bucureşti, precum şi al lucrărilor de reparaţie şi refacere a reţelei de distribuţie de aburi.

1938

Cuvînt rostit la sărbătorirea profesorului Ion Ionescu. „Buletinul Societăţii politehnice", decembrie 1938.

1940

Epoca inginerului. „Buletinul Colegiului inginerilor", an I, nr. 3, 4 pagini.

1941

Cuvînt rostit la comemorarea a 10 ani de la încetarea din viaţă a ilustrului inginer Elie Radu. Broşură.

1948

Despre energie. Edit. Acad. R.P.R. Broşură, 14 pagini.

1949

Valoarea teoriei ciclice clasice a motoarelor cu ardere internă. Edit. Acad. R.P.R. Broşură, 35 pagini.

1950

Ameliorarea utilizării combustibilului în turbinele cu gaze prin termoficarea procesului de lucru. Edit. Acad. R.P.R., 5 pagini.

Recuperarea pierderilor de căldură în industria de hîrtie. Edit. Acad. R.P.R., 6 pagini.

UNELE PROBLEME ALE AMESTECURILOR DE GAZE REALIZATE LA VOLUM CONSTANT

DE

GEORGE BĂRĂNESCU

MEMBRU CORESPONDENT AL ACADEMIEI R.P.R.

1. INTRODUCERE

În procesele termodinamice se poate pune problema realizării în condiții adiabatice a unui amestec de gaze la volum constant, presiunea amestecului fiind impusă. Datorită particularităților procesului de amestecare la volum constant, pentru realizarea presiunii finale impuse, presiunile gazelor care formează amestecul trebuie să aibă inițial anumite valori, dependente de temperaturile și de proprietățile termodinamice ale gazelor respective.

Dacă presiunea finală a amestecului este mai mare decît presiunile gazelor care urmează să fie amestecate, în general, este necesară comprimarea prealabilă a gazelor. Cînd fiecare gaz trebuie comprimat separat, de exemplu pentru împiedicarea unor reacții chimice nedorite care s-ar produce în timpul comprimării amestecului este necesar să se cunoască presiunile pînă la care urmează să fie comprimate gazele; aceste presiuni trebuie să aibă valori care asigură presiunea impusă a amestecului, precum și cel mai mic lucru mecanic total de comprimare.

În cele ce urmează sînt cercetate problemele arătate mai sus, pentru gaze ideale care rămîn indiferente din punct de vedere chimic în procesul de amestecare. Comprimarea prealabilă a gazelor este presupusă adiabatică și reversibilă.

2. PRESIUNEA FINALĂ A UNUI AMESTEC DE GAZE REALIZAT LA VOLUM CONSTANT

Se consideră n gaze, inițial la presiuni și temperaturi diferite, care sînt amestecate la volum constant. Se folosesc următoarele notații pentru gazele care formează amestecul

p — presiune [kgf /m^2];

V — volum [m^3];

T — temperatură [°K];
c_v — căldură specifică la volum constant [kcal/mol °K];
c_p — căldură specifică la presiune constantă [kcal/mol °K];
$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$;
M — cantitate de substanță [mol];
$\mathfrak{R}$ — constanta universală a gazelor [kgm/mol °K].

Pentru amestec se folosesc aceleași notații, prevăzute cu semnul *.

Temperatura amestecului se determină din ecuația bilanțului energetic

$$\sum_{q=1}^{q=n} M_q c_{v_q} T_q = c_v^* T^* \sum_{q=1}^{n} M_q .$$

Deoarece

$$c_v^* = \frac{\sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}}{\sum_{q=1}^{n} M_q},$$

se obține

$$T^* = \frac{\sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q} T_q}{\sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}}. \tag{1}$$

Scriind ecuația de stare a gazelor perfecte pentru fiecare componentă și pentru amestec, se obține

$$V_q = \frac{M_q \mathfrak{R} T_q}{p_q}, \tag{2}$$

$$p^* V^* = \mathfrak{R} T^* \sum_{q=1}^{n} M_q. \tag{3}$$

Volumul amestecului se deduce din condiția amestecării la volum constant

$$V^* = \sum_{q=1}^{n} V_q = \sum_{q=1}^{n} \frac{M_q \mathfrak{R} T_q}{p_q}. \tag{4}$$

Din formulele (1), (3) și (4) rezultă

$$p^* = \frac{M^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q} T_q}{\sum_{q=1}^{n} \frac{M_q T_q}{p_q} \sum_{q=1}^{n} \cdot M_q c_{v_q}}, \tag{5}$$

unde s-a notat

$$M^* = \sum_{q=1}^{n} M_q .$$

Dacă înainte de amestecare gazele au aceeași presiune

$$p_1 = p_2 = \cdots = p_q = \cdots = p_n = p,$$

formula (5) devine

$$p^* = p \frac{\sum_{q=1}^{n} M_q \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q} T_q}{\sum_{q=1}^{n} M_q T_q \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} . \tag{6}$$

Efectuînd produsele din (6) se obține

$$p^* = p \frac{\sum_{q=1}^{n} M_q^2 c_{v_q} T_q + \sum_{r=1}^{n-1} \sum_{q=1}^{n-r} M_q M_{q+r} (c_{v_q} T_q + c_{v_{q+r}} T_{q+r})}{\sum_{q=1}^{n} M_q^2 c_{v_q} T_q + \sum_{r=1}^{n-1} \sum_{q=1}^{n-r} M_q M_{q+r} (c_{v_{q+r}} T_q + c_{v_q} T_{q+r})} . \tag{7}$$

Dacă înainte de amestecare gazele sînt la aceeași presiune dar la temperaturi diferite, se constată din formula (7) că presiunea amestecului realizat la volum constant poate fi mai mare sau mai mică decît presiunea inițială, în funcție de temperaturile și de căldurile specifice ale gazelor care participă la amestec; cînd gazele care au călduri specifice mari sînt mai calde, presiunea finală a amestecului este mai mare decît presiunea inițială și invers.

Pentru exemplificare se consideră un amestec de două gaze cu călduri specifice diferite. Aplicînd formula (7) se obține

$$p^* = p \frac{M_1^2 c_{v_1} T_1 + M_2^2 c_{v_2} T_2 + M_1 M_2 (c_{v_1} T_1 + c_{v_2} T_2)}{M_1^2 c_{v_1} T_1 + M_2^2 c_{v_2} T_2 + M_1 M_2 (c_{v_2} T_1 + c_{v_1} T_2)} .$$

Dacă de exemplu $c_{v_1} > c_{v_2}$, $p^* > p$ cînd

$$c_{v_1} T_1 + c_{v_2} T_2 > c_{v_2} T_1 + c_{v_1} T_2,$$

sau

$$T_1 (c_{v_1} - c_{v_2}) > T_2 (c_{v_1} - c_{v_2}),$$

deci cînd $T_1 > T_2$; în caz contrar $p^* < p$.

Acest rezultat poate fi explicat fizic presupunînd că procesul de amestecare se realizează în două etape: întîi gazele se răspîndesc în volumul $V_1 + V_2$, și apoi are loc schimbul de căldură între ele. La sfîrșitul primei etape presiunea amestecului este tot p. Se presupune de exemplu că gazul cald are o căldură specifică mai mare decît căldura specifică a gazului rece; după egalizarea temperaturilor amestecul va avea o temperatură mai apropiată de temperatura inițială a gazului cald și ca urmare scăderea presiunii parțiale a gazului inițial mai cald este mai mică decît

creşterea presiunii parţiale a gazului iniţial mai rece, deci $p^* > p$. Repetînd acest raţionament, se deduce că $p^* < p$, cînd gazul cu căldură specifică mai mare este mai rece.

Din cele de mai sus se desprinde şi concluzia că într-un proces de amestecare la volum constant, a unor gaze ideale aflate iniţial la aceeaşi presiune dar la temperaturi diferite, presiunea rămîne aceeaşi dacă gazele au aceeaşi căldură specifică molară. Această concluzie se poate obţine şi analitic; din formula (7) se constată că $p^* = p$, dacă — pentru orice valoare a lui q şi r — există egalitatea

$$c_{v_q} T_q + c_{v_{q+r}} T_{q+r} = c_{v_{q+r}} T_q + c_{v_q} T_{q+r},$$

sau

$$c_{v_{q+r}} (T_{q+r} - T_q) = c_{v_q} (T_{q+r} - T_q).$$

Deoarece prin ipoteză $T_{q+r} \neq T_q$, rezultă condiţia*)

$$c_{v_{q+r}} = c_{v_q},$$

sau

$$c_{v_1} = c_{v_2} = c_{v_3} = \ldots = c_{v_n}.$$

3. DETERMINAREA PRESIUNILOR OPTIME DE COMPRIMARE

Se consideră următoarea problemă: fiind date n gaze ideale aflate iniţial la presiuni şi temperaturi cunoscute, se cere să se realizeze în condiţii adiabatice amestecarea la volum constant a unor cantităţi cunoscute din aceste gaze, presiunea finală a amestecului fiind impusă.

Datorită particularităţilor procesului de amestecare a gazelor la volum constant, principial problema pusă poate fi rezolvată prin simpla amestecare a gazelor, urmată de laminarea lor; această posibilitate există cînd presiunea p^* determinată de formula (5) (în care p_q şi T_q sînt respectiv presiunea şi temperatura iniţială a componentei q) este mai mare sau cel puţin egală cu presiunea pe care trebuie să o aibă amestecul. În caz contrar este necesară comprimarea prealabilă a gazelor.

Dacă din anumite motive nu este posibilă comprimarea amestecului, trebuie cunoscute presiunile pînă la care urmează să fie comprimate gazele. Din motive economice aceste presiuni trebuie să aibă valorile pentru care lucrul mecanic total de comprimare este minim.

Considerînd că gazele sînt comprimate adiabatic şi reversibil, lucrul mecanic de comprimare are expresia

$$L = \mathcal{R} \sum_{q=1}^{n} \frac{\varkappa_q}{\varkappa_q - 1} M_q T_{0_q} \left[\left(\frac{p_q}{p_{0_q}} \right)^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}} - 1 \right], \tag{8}$$

în care indicele zero arată că mărimea respectivă are valoarea din starea iniţială.

*) Dacă $T_{q+r} = T_q$ se obţine cazul cunoscut, folosit la formularea legii lui Dalton.

Presiunile finale de comprimare sînt legate între ele prin formula (5). Întrucît prin ipoteză comprimarea gazelor se face adiabatic și reversibil, temperaturile finale de comprimare se determină din relația

$$\frac{T_q}{T_{0_q}} = \left(\frac{p_q}{p_{0_q}}\right)^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}. \tag{9}$$

Din (5) și (9) se obține

$$\sum_{q=1}^{n} \frac{M_q}{p_q} T_{0_q} \left(\frac{p_q}{p_{0_q}}\right)^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}} = \frac{M^*}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q} T_{0_q} \left(\frac{p_q}{p_{0_q}}\right)^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}},$$

sau

$$f(p_q) = \sum_{q=1}^{n} \left\{ \frac{M_q T_{0_q}}{p_{0_q}^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}} \left[\frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} p_q^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}} - p_q^{-\frac{1}{\varkappa_q}} \right] \right\} = 0. \tag{10}$$

Problema pusă se reduce la următoarea: să se găsească valorile presiunilor $p_1, p_2, \ldots, p_n$, legate între ele prin condiția (10), care fac minimă funcția (8). Rezolvarea acestei probleme se face aplicînd metoda multiplicatorilor lui Lagrange. Mai întîi se formează funcția

$$\Phi = L + \lambda f(p_q),$$

unde λ este o constantă. Avem deci

$$\Phi = \Re \sum_{q=1}^{n} \frac{\varkappa_q}{\varkappa_q - 1} M_q T_{0_q} \left[\left(\frac{p_q}{p_{0_q}}\right)^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}} - 1 \right] +$$

$$+ \lambda \sum_{q=1}^{n} \left\{ \frac{M_q T_q}{p_{0_q}^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}} \left[\frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} p_q^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}} - p_q^{-\frac{1}{\varkappa_q}} \right] \right\}.$$

Valorile minime căutate se obțin prin anularea derivatelor parțiale ale funcției Φ

$$\frac{\partial \Phi}{\partial p_q} = \Re \frac{\varkappa_q}{\varkappa_q - 1} M_q T_{0_q} \left(\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}\right) \frac{1}{p_{0_q}^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}} p_q^{-\frac{1}{\varkappa_q}} +$$

$$+ \lambda \left\{ \frac{M_q T_{0_q}}{p_{0_q}^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}} \left[\frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} \left(\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}\right) p_q^{-\frac{1}{\varkappa_q}} + \frac{1}{\varkappa_q} p_q^{-\frac{\varkappa_q + 1}{\varkappa_q}} \right] \right\} = 0,$$

sau

$$\frac{M_q T_{0_q}}{\varkappa_q p_{0_q}^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}} p_q^{-\frac{1}{\varkappa_q}} \left\{ \Re \varkappa_q + \lambda \left[\frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} (\varkappa_q - 1) + \frac{1}{p_q} \right] \right\} = 0.$$

Deoarece $p_q \neq 0$ această condiție este îndeplinită cînd

$$\Re \varkappa_q + \lambda \left[\frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} (\varkappa_q - 1) + \frac{1}{p_q} \right] = 0,$$

deci pentru

$$p_q = - \frac{1}{\frac{\Re \varkappa_q}{\lambda} + \frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} (\varkappa_q - 1)} . \tag{11}$$

Această formulă permite calculul presiunilor căutate. Constanta λ se determină din ecuația care se obține înlocuind în (10) presiunea p_q din (11)

$$\sum_{q=1}^{n} \left\{ \frac{M_q T_{0_q}}{p_{0_q}^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}}} \left\{ \frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} \left[- \frac{1}{\frac{\Re \varkappa_q}{\lambda} + \frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} (\varkappa_q - 1)} \right]^{\frac{\varkappa_q - 1}{\varkappa_q}} - \right. \right.$$

$$\left. \left. - \left[- \frac{1}{\frac{\Re \varkappa_q}{\lambda} + \frac{M^* c_{v_q}}{p^* \sum_{q=1}^{n} M_q c_{v_q}} (\varkappa_q - 1)} \right]^{-\frac{1}{\varkappa_q}} \right\} \right\} = 0. \tag{12}$$

Formula (11) arată că λ nu poate avea decît o valoare negativă.

CONCLUZII

Formulele stabilite în articol permit rezolvarea problemei realizării în condiții economice a unui amestec de gaze ideale de presiune dată, procesul de amestecare fiind efectuat la volum constant. Dacă presiunea finală a amestecului diferă substanțial de presiunile inițiale ale gazelor componente, calculele trebuie efectuate cu valorile medii ale căldurilor specifice.

EINIGE FRAGEN DER GASGEMISCHE UNTER KONSTANTEM VOLUMEN

ZUSAMMENFASSUNG

Untersucht wird das Problem der Mischung idealer Gase, unter adiabatischen Bedingungen, Gase die anfangs verschiedene Drücke und Temperaturen haben und für den Fall, daß der Enddruck des Gasgemisches auferlegt wird. Die Formeln werden festgelegt, die die Erreichung des Druckes gestatten, bis zu welchem die Komponenten des Gemisches verdichtet werden sollen. Diese Werte gewährleisten die Erzielung des dem Gemisch auferlegten Drucks, sowie den kleinsten Arbeitsaufwand für die Verdichtung.

MOSZAKI KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

UNELE ASPECTE ALE ARDERII COMBUSTIBILULUI GAZOS ÎN FOCARE

DE

D. GRECOV şi M. BIENER

1. INTRODUCERE

În condiţiile unei măriri continue a consumului de combustibil gazos în marile centrale termoelectrice, precum şi în instalaţiile mici de cazane utilizate la producerea de forţă şi abur tehnologic [1] se pune acut problema realizării unei combustii cît mai eficiente, iar caracteristicile flăcării creată în instalaţie, trebuie să corespundă cerinţelor impuse de gabaritele camerei de ardere şi de amplasarea suprafeţelor de schimb de căldură.

Caracterul complex al procesului de ardere a hidrocarburilor gazoase (metan, etan, butan etc.) impune o analiză atentă a proprietăţilor radiante ale flăcării. O influenţă deosebită asupra caracteristicilor flăcării (lungimea, coeficientul de radiaţie) o are modul de realizare a amestecului combustibilului gazos cu aerul de combustie.

Importanţa procesului de amestecare este cu atît mai mare, cu cît stabilitatea termică a gazului este mai mică.

Este recunoscut faptul [2] că gazul metan şi hidrocarburile superioare sînt gaze termic nestabile, care încep să se descompună în C şi H la încălzirea gazului, încă de la 300°C, iar la o temperatură de 900°C aproape întreaga cantitate de gaz (96,6%) se descompune în C şi H.

În condiţiile unei amestecări insuficient de perfecte a combustibilului gazos cu aerul, încălzirea gazului proaspăt datorită conductibilităţii de la gazele de ardere, sau prin curenţii de întoarcere datorită fenomenelor de ejecţie conduce la o descompunere a sa, cu formarea de particule foarte fine de carbon în suspensie, care ard conform legilor de ardere a

mediilor eterogene. Procesul de ardere trece astfel din domeniul cinetic în domeniul difuziv, ceea ce desigur schimbă o serie de caracteristici ale flăcării ca:

a) lungimea flăcării, care crește datorită timpului mare de difuzie a oxigenului la cristalele de carbon în suspensie formate, ceea ce conduce la pericolul obținerii unui randament al arderii mic;

b) radiația flăcării, care crește, de asemenea, datorită creșterii radiației luminoase a flăcării.

În literatură [3], [4] se subliniază importanța modului cum se face amestecarea pentru regimul termic al arderii în focar; astfel, conform [4], [5] o amestecare mai puțin intensivă a gazului metan cu aerul în cazul focarelor mari ale cazanelor (încărcări termice mici sub 150 000 kcal/m^{3}h) nu conduce la o creștere deosebită a pierderilor prin ardere chimic incompletă, în schimb prin mărirea lungimii flăcării și a capacității de radiație permite o mărire a schimbului de căldură în focare. Ca urmare, temperatura gazelor la capătul focarului scade, iar reglajul temperaturii de supraîncălzire a aburului este mai ușor de realizat.

Trebuie subliniat că folosirea gazelor naturale (gaz metan, gaz de sondă) conduce la o creștere sau micșorare a schimbului de căldură în focar, în funcție de modul cum se realizează amestecarea.

Din acest punct de vedere se remarcă, că în majoritatea lucrărilor de specialitate se recomandă drept criteriu de clasificare a arzătoarelor modul cum se realizează, prin construcția arzătorului, procesul de amestecare a aerului cu combustibilul gazos.

Din acest punct de vedere, arzătoarele se pot clasifica în arzătoare cu preamestec și arzătoare cu amestecare exterioară; trebuie însă subliniat că o serie de arzătoare realizează o amestecare a combustibilului cu aerul de combustie care nu poate fi încadrată în cele două tipuri amintite; astfel, la arzătoarele industriale, în care gazul se injectează sub un anumit unghi în curentul principal de aer care circulă în tubul de amestecare, gradul de perfecțiune a amestecului depinde de locul unde sînt amplasate orificiile ajutajului de gaz (mai aproape sau mai departe de gura de ieșire a arzătorului), de dimensiunile orificiilor, de pasul orificiilor, de unghiul de atac gaz-aer.

O importanță deosebită o are studiul proprietăților radiante ale flăcării combustibilului gazos în funcție de caracteristicile arzătorului, necesare pentru a putea calcula în mod corect procesul de schimb de căldură care are loc în camera focarelor cazanelor, avînd în vedere că studiul acestui proces nu a găsit rezolvare integrală în literatura de specialitate.

În conformitate cu cele de mai sus, în lucrare s-a urmărit să se stabilească influența admisiei centrale sau periferice a gazului, asupra caracteristicilor flăcării, precum și influența unghiului de atac al gazului în jetul de aer, avînd în vedere că amestecarea gazului cu aerul de combustie — după cum s-a arătat — reprezintă o fază importantă în procesul de ardere, care influențează direct caracteristicile flăcării.

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI

Pentru studiul caracteristicilor geometrice și radiante ale flăcării s-a construit o cameră de ardere cu secțiunea 1×1 m^2 și lungimea de 3 m; arzătorul a fost astfel construit încît să permită o alimentare periferică sau centrală cu combustibilul gazos natural, aerului de ardere putîndu-i-se imprima un grad de turbionare diferit în funcție de deschiderea registrului de admisie, fiind astfel posibil să se acționeze asupra procesului de amestecare gaz-aer.

Totodată, s-a prevăzut posibilitatea ca unghiul de atac al gazului metan în jetul de aer să fie variabil, atît la admisia periferică, cît și la cea centrală, unghiul de atac avînd valorile de 30, 45 și 90°.

Încărcarea termică a focarului s-a luat de circa 250 000 – 300 000 kcal/m^{3}h corespunzînd la un consum de circa 100 Nm^3/h gaz metan; valoarea sa ridicată se explică prin faptul că piatra de ambrazură cu o lungime de circa 450 mm a avut un rol de stabilizator termic, ceea ce a înlesnit mult procesul de ardere, iar pe de altă parte, suprafețele răcite în focar au fost mici, gradul de ecranare al focarului fiind $\psi = 0{,}145$.

2.1. Focarul experimental

Focarul propriu-zis (*28* din fig. 1) este construit din cărămidă refractară RC73. Vatra focului este prevăzută în dreapta cu un canal lateral, în care se amplasează 4 ecrane răcite rabatabile. Bolta focarului este construită din cărămizi plate, care se sprijină pe trei ecrane (*6*).

În partea frontală, focarul este prevăzut cu o ambrazură din material refractar de formă tronconică, cu o parte cilindrică înspre exterior. Diametrul ambrazurii la gura injectorului este de 360 mm, la ieșirea în focar — 560 mm și grosimea sa este de 450 mm.

Pe peretele lateral din dreapta, în afara ușii de vizitare, sînt prevăzute:

a) 3 găuri de ∅ 70 mm închise cu dopuri de azbest, servind la observarea flăcării și la introducerea radiometrului în focar;

b) 4 teci din material refractar în care se introduc termocuplele $T_1 \ldots T_4$ pentru măsurarea temperaturii pereților;

c) lăcașuri pentru amplasarea ecranelor răcite rabatabile;

d) o placă glisantă verticală răcită cu apă cu locaș pentru introducerea radiometrului în focar la diferite nivele.

În peretele lateral din stînga sînt prevăzute cîte 5 găuri pe 3 rînduri, servind la explorarea cîmpurilor de temperaturi și concentrații la diferite nivele.

Sub bolta focarului se amplasează ecranele (*6*) compuse din trei fascicule a cîte 5 țevi fiecare, cu diametrul de 3/4″, așezate în lungul bolții; la țeava mediană a fiecărui fascicul era prevăzută posibilitatea de măsurare a debitului. Apa din țevi este evacuată la canal prin colectorul (*11*).

Ecranele rabatabile, amplasate pe peretele din dreapta, în axa mediană a acestuia, servesc la măsurarea temperaturii de radiaţie a flăcării. Ecranele stau în mod normal în şanţul prevăzut lîngă peretele din dreapta şi se ridică numai în timpul efectuării măsurătorilor.

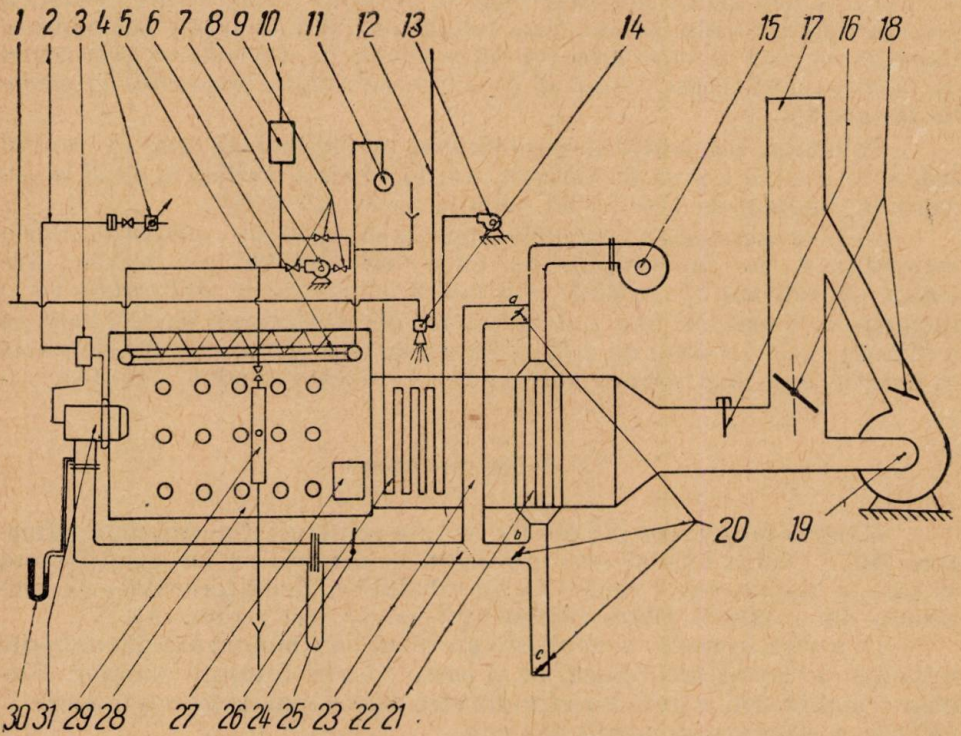


Fig. 1 — Schema instalaţiei de ardere.

1 — Conductă abur la preîncălzire păcură; *2* — conductă de gaz; *3* — distribuitor de gaz; *4* — staţia reglare gaze; *5* — conductă apă ecrane; *6* — ţevi ecranare boltă; *7* — pompă centrifugă; *8* — vas de presiune; *9* — ventile comutare; *10* — ţeavă presiune; *11* — colector apă ecrane; *12* — absorbţie gaze de ardere; *13* — pompă cu pistoane; *14* — ejector cu jet; *15* — ventilator aer; *16* — termocuplu gaze ardere; *17* — coş; *18* — clapete reglaj evacuare; *19* — exhaustor; *20* — clapete reglaj aer; *21* — recuperator; *22* — conductă principală aer; *23* — conductă aer rece; *24* — termometru aer; *25* — debitmetru aer; *26* — generator abur; *27* — uşă vizitare focar; *28* — focar; *29* — fantă mobilă; *30* — manometru aer; *31* — arzător.

Circuitele de aer, apă, abur şi gaze precum şi instalarea aparaturii de măsură, rezultă din figura 1.

2.2. Instalaţia de ardere (fig. 2)

Încercările s-au efectuat cu un arzător mixt pentru combustibil lichid şi gazos cu turbionarea aerului şi cu introducerea periferică şi centrală a gazului combustibil.

Admisia periferică a gazului se face prin racordul (*11*) în distribuitorul semiinelar (*10*), de unde intră pe inelul (*5*) şi iese prin ţevile-duze (*6*) în spaţiul de ardere.

Țevile-duze în număr de șase, au un diametru interior de 14 mm și înclinări diferite față de axa arzătorului (30, 45 și 90°).

Admisia centrală a gazului se face prin racordul (*13*) în spațiul inelar (*7*) cu secțiunea de 13,58 cm². Gazul iese prin corpul (*3*) prevăzut cu

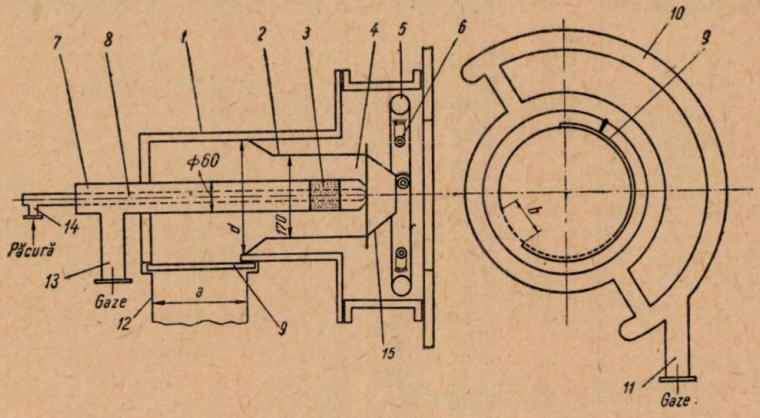


Fig. 2. — Schema arzătorului.

6 rînduri de cîte 40 găuri de ∅ 2,5 m și se amestecă cu aerul în spațiul de amestec (*4*) cu secțiunea de 198,5 cm². Găurile au înclinări de 30 și 90° față de axa arzătorului.

Aerul intră pe racordul (*12*) așezat tangențial față de corpul (*1*) al arzătorului în camera de turbionare, avînd diametrul de 205 mm. Intrarea este de formă dreptunghiulară, avînd latura *a*, fixă de 180 mm și latura *b*, variabilă cu ajutorul unui registru cilindric (*9*).

2.3. Instalațiile și aparatele de măsurat

În afară de aparatele de măsură uzuale pentru diversele circuite au mai fost prevăzute instalații și aparate de măsurat speciale, pentru măsurarea unor mărimi necesare în procesul de cercetare.

2.3.1. *Măsurarea temperaturilor.* Temperatura în lungul pereților focarului s-a măsurat cu ajutorul termocuplelor $T_1 \ldots T_4$ din Pt—Pt.Rh amplasate în peretele lateral din dreapta.

Temperatura gazelor în focar și temperatura de radiație s-au măsurat cu termocuple obișnuite Pt—Pt. Rh de 1 m lungime, așezate în locașurile din peretele lateral din stînga al focarului. Datorită solicitărilor cu variații mari la care erau supuse aceste termocuple în focar, în ultima parte a încercărilor s-a renunțat la utilizarea lor.

Temperatura radiantă a flăcării s-a măsurat cu ajutorul unui pirometru cu radiație totală de construcție OPIR cu scara de 900—1800°C. Vizarea s-a făcut prin orificiile $P_1 \ldots P_5$ din peretele lateral din stînga al focarului exact în dreptul termocuplelor $T_1 \ldots T_4$ pentru măsurarea temperaturii peretelui.

2.3.2. *Fluxul de radiaţie.* Determinarea s-a făcut cu ajutorul unui radiometru (fig. 3) construit pe principiul conductibilităţii.

Elementul de măsură al aparatului este pastila (*5*) din cupru, avînd montate în interior, pe axă, termocuplele T_1 şi T_2 din cupru-copel, aşezate la distanţa de 40 mm unul de celălalt şi legate în serie. Pastila este

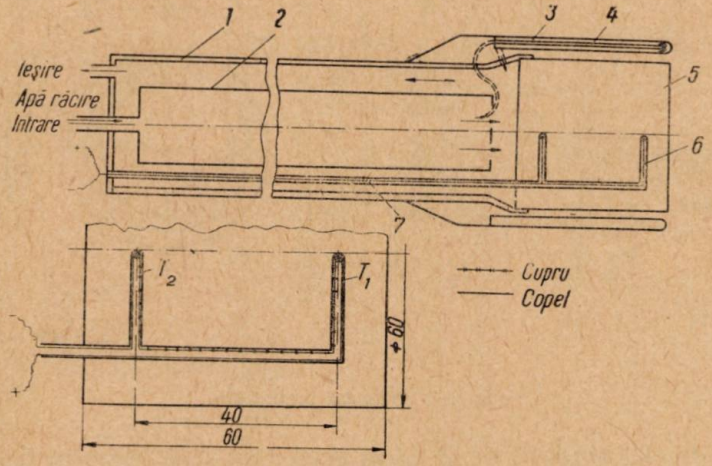


Fig. 3. — Schema radiometrului.

prinsă în tubul suport (*1*) şi este înconjurată la exterior de ecranul (*4*) răcit cu apă, care opreşte radiaţia pe pereţii laterali ai pastilei. La capătul prins în tub, pastila este puternic răcită cu un curent de apă care intră pe ţeavă (*2*).

Funcţionarea aparatului se bazează pe faptul că pastila fiind introdusă în focar, capătul său liber se încălzeşte datorită radiaţiei incidente, iar fluxul caloric pătrunde în corpul pastilei şi este evacuat în apa de răcire.

Cunoscînd coeficientul de conductibilitate termică al materialului pastilei şi măsurînd diferenţa de temperatură înregistrată de termocuple (T_1, T_2) pe distanţa care le separă $\delta = 40$ mm se poate calcula fluxul de căldură prin pastilă din relaţia

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_1 - T_2).$$

2.3.3. *Compoziţia gazelor de ardere în lungul focarului.* Probele de gaz s-au luat cu ajutorul unor sonde răcite cu apă. Pentru a obţine compoziţia gazelor în lungul focarului într-un moment anumit, s-au folosit 4 sonde introduse prin orificiile peretelui din stînga. Sondele erau racordate la un ejector alimentat cu abur (fig.1—poz. *14*) care asigura circulaţia gazelor arse prelevate în fiolele de gaz. Conţinutul fiolelor era imediat analizat cu ajutorul analizorului VTI, căutîndu-se totodată a se pune în evidenţă prezenţa CH_4 sau H_2 în gazele arse.

2.3.4. *Determinarea variației coeficientului de emisie în lungul flăcării.* Un interes deosebit prezintă determinarea coeficientului de emisie al flăcării ε_g pe o anumită direcție.

Studiile experimentale care se prezintă în literatura de specialitate [7], [8], [9] precizează de obicei variația lui ε_g în lungul flăcării pe direcții perpendiculare pe axa de simetrie a flăcării.

Pentru determinarea coeficientului de emisie al flăcării ε_g se poate porni de la relația care exprimă fluxul total de căldură radiat de incinta focarului printr-o fantă, incinta focarului putînd fi în consecință considerată că posedă proprietățile radiante ale corpului negru

$$C_0 \varepsilon_g T_f^4 + (1 - \varepsilon_g)\, \sigma C_0 T_p^4 = C_0 T_R^4,$$

în care $C_0 \varepsilon_g T_f^4 = R_2$ — reprezintă radiația flăcării unde T_f este temperatura gazelor,

$C_0 T_R^4 = R_1$ — este radiația totală a incintei,

$C_0 \sigma T_p^4 = R_3$ — este radiația emisă de peretele incandescent al incintei focarului,

de unde

$$(1 - \varepsilon_g)\, R_3 = R_1 - R_2,$$

$$E_g = 1 - \frac{R_1 - R_2}{R_3}.$$

Măsurarea lui R_1 și R_2 se face cu ajutorul pirometrului cu radiație totală. Cînd se ridică ecranul rabatabil în dreptul axului de vizare al pirometrului, se înlătură complet radiația peretelui incandescent al focarului, deci aparatul va indica temperatura de radiație a flăcării T_f^*. $[R_2 = C_0 (T_f^*)^4]$. Cînd ecranul se află coborît în șanțul de protecție pirometrul va indica temperatura de radiație totală a incintei T_R $(R_1 = C_0 T_R^4)$.

Deci coeficientul de emisie al flăcării ε_g în lungul focarului s-a determinat citind pe rînd, în fiecare punct de măsură, valorile totale R_1 care reprezintă suma radiației peretelui incandescent R_3 și radiației flăcării R_2, iar prin vizarea ecranului rabatabil răcit adus în poziția superioară, în dreptul orificiului de vizare cu pirometrul, se citește temperatura care corespunde radiației flăcării R_1.

Valoarea coeficientului de emisie al flăcării va fi deci

$$E_g = 1 - \frac{T_R^4 - (T_f^*)^4}{\sigma T_p^4}.$$

Cunoscînd valorile T_R, T_f^* și T_p și luînd pentru coeficientul de negreală al peretelui — σ — valori cuprinse între 0,85 — 0,92, în funcție de formarea de funingine și de încărcarea termică, se poate calcula coeficientul ε_g al flăcării și modul lui de variație în lungul flăcării.

3. REZULTATELE EXPERIMENTĂRILOR ȘI INTERPRETAREA LOR

Experimentările de bază s-au efectuat menținîndu-se o serie de parametri constanți ca: debitul de gaz (încărcarea termică a focarului) coeficientul de exces de aer (temperatura teoretică de ardere T_a) temperatura aerului de ardere, viteza amestecului la ieșirea din arzător, variindu-se numai valoarea unghiului de atac al gazului în jetul de aer și modul de admisie, periferic sau central al gazului.

Caracteristica geometrică a turbionatorului Ω s-a menținut constantă prin faptul că s-a avut grijă ca registrul de aer să fie în tot cursul experimentărilor în aceeași poziție pentru un anumit debit de gaz ($ab/d^2 \approx$ const.), în care a și b reprezintă laturile secțiunii de intrare tangențială a aerului (b fiind deschiderea registrului și d — diametrul camerei de turbionare).

Celelalte mărimi s-au menținut de asemenea constante, după indicațiile aparaturii de măsură instalată pe panoul de aparate.

Este cunoscut din literatură [10] că forma cîmpului de viteze în jetul de aer este funcție de gradul de turbionare; la jeturile mult rotite, depresiunea în centrul jetului este accentuată, formîndu-se un curent invers de gaze (cîmp de viteze negativ) care influențează mult forma flăcării conducînd de multe ori la arderea pieselor arzătorului (întoarceri de flacără). Turbionarea jetului se poate exprima prin caracteristica geometrică $\Omega = ab/d^2$.

Valoarea ridicată Ω corespunde la valori mici ale raportului V_t/V_a, în care V_t și V_a reprezintă vitezele tangențială și axială ale aerului în camera de turbionare într-un punct de referință (grad mic de turbionare).

Valoarea Ω în funcție de deschiderea clapetei arzătorului se dă în figura 4 *a*.

În figura 4 *b* se dau valorile presiunilor aerului înainte de arzător și a debitelor de aer care intră în arzător în funcție de caracteristica geometrică Ω pentru două cazuri de funcționare:

1 — cînd se lucrează fără laminarea aerului înainte de registrul arzătorului (grad de turbionare mare);

2 — cînd înainte de registrul arzătorului se închide parțial clapeta situată înainte de diafragma de măsură a debitului de aer (grad de turbionare mic) (clapeta 20 *c* în figura 1).

S-a observat că în cazul 1 se obține o turbulență mult mai mare pentru același debit de aer, ceea ce face ca să fie mult schimbate în consecință și condițiile de amestecare gaz-aer și caracteristicile flăcării (gradul de ejecție al jetului este diferit, deci amestecarea cu gazele arse a jetului proaspăt va fi de asemenea diferită).

S-a remarcat de asemenea, în cursul experimentărilor, că pentru o admisie periferică a gazului cu un unghi de atac $\beta = 90°$, nu se poate funcționa la debite peste 40 Nm³/h în cazul 1, deoarece turbionarea scurtează mult flacăra, conducînd la o încălzire excesivă a plăcii arzătorului și a anexelor acestuia, în timp ce dacă se micșorează gradul de turbionare (cazul 2) funcționarea devine normală și la debite peste 100 Nm³/h.

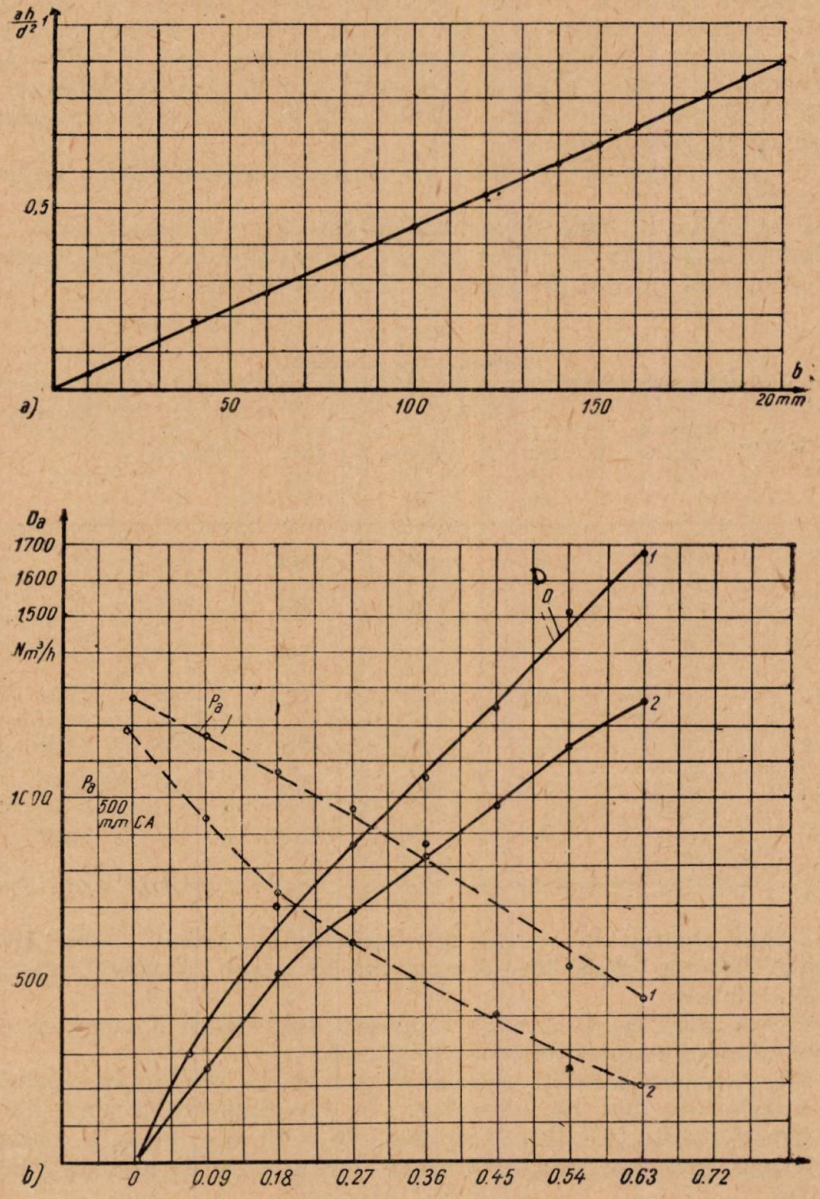


Fig. 4.—*a*. Variaţia raportului $\frac{ab}{d^2}$ în funcţie de deschiderea clapetei ; b.—variaţia debitelor şi a presiunilor statice în funcţie de $\frac{ab}{d^2}$.

Trebuie remarcat că dacă se ia unghiul de atac $\beta = 45°$ sau $\beta = 30°$ chiar în cazul unei turbionări puternice, s-a obţinut o flacără care nu avea retururi, arzătorul funcţionînd în condiţii optime, ceea ce indică importanţa unghiului de atac al gazului în cazul unei admisii periferice la arzătoarele turbionare, acest unghi urmînd a fi ales în funcţie de gradul de turbionare al jetului de aer.

În cele 7 regimuri studiate s-a menţinut caracteristica geometrică Ω constantă.

Încercările de bază prezentate în tabelă se grupează după modul de admisie al gazului: periferic (P) sau central (C), în ambele cazuri unghiul de atac al gazului fiind ales 30 şi 90° (tabela 1).

Tabela 1

Parametrii de bază ai încercărilor

Încercarea nr.	Modul de admisie ($\beta°$)	GAZ		AER		Exces de aer *)	
		mm CA P_g	Nm^3/h D_g	mm CA P_a	Nm^3/h D_a	α	α'
I	P, 90° Ø 120	405	101,7	240	965	1	1,14
II	C, 30 Ø 120	445	93,0	243	932	1,05	1,10
III	P, 90 Ø 120	340	91,5	245	932	1,07	1,17
IV	C, 30 Ø 90	630	93	260	922	1,04	1,09
V	C, 90 Ø 120	245	92,3	246	933	1,05	1,15
VI	C, 90 Ø 120	290	101,3	240	985	1,01	1,035
VII	P, 30 Ø 120	395	98,5	270	842	0,89	1,17

*) α – calculat pe baza măsurării debitelor de gaz şi aer. α' – calculat pe baza analizelor gazelor de ardere.

Viteza gazului la ieşirea din orificiile de gaz în cazul admisiei periferice este de circa 45—50 m/s, iar în cazul admisiei centrale de circa 38—45 m/s.

Viteza amestecului gaz-aer la ieşirea din arzător a putut fi variată prin schimbarea conului de ieşire *15* (fig.2).

Viteza amestecului de gaz-aer la ieşirea din arzător în cazul admisiei centrale s-a luat de 25—27 m/s la un diametru al gurii de ieşire $\varnothing = 120$ mm şi de 45—48 m/s în cazul $\varnothing = 90$ mm, ceea ce corespunde aproximativ cu viteza gazului la ieşire din arzător la admisia periferică a gazului.

Viteza axială a aerului în arzător s-a luat $v_a = 15$ m/s (calculele corespund la un debit de gaz $D_g = 90$ Nm^3/h şi un debit de aer $D_a = 1\,000$ Nm^3).

Măsurîndu-se temperaturile de radiaţie a incintei focarului t_r, precum şi temperaturile de radiaţie a flăcării (în cazul vizării cu pirometrul

de radiație totală a focarului pe peretele opus fiind ridicat ecranul răcit rabatabil) precum și temperatura gazelor t_g cu ajutorul termocuplelor Pt — Pt.Rh s-au putut trasa curbele de variație a temperaturilor în lungul flăcării, ceea ce se redă ilustrativ în figura 5. Cu ajutorul radiome-

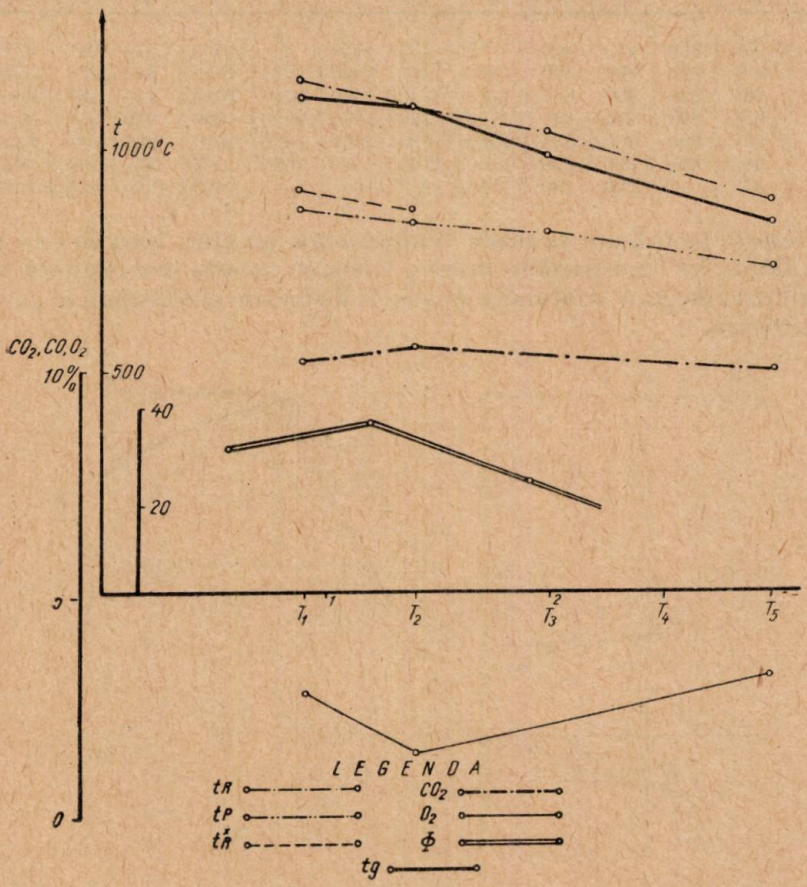


Fig. 5. — Temperaturile, compoziția gazelor și fluxul în lungul focarului.

trului s-a putut calcula fluxul radiat de incinta focarului pe pereții laterali (peretele din dreapta), valorile indicate de milivoltmetru fiind date în tabela 2.

Calculele efectuate au arătat că pentru limitele de variație a indicațiilor milivoltmetrului între 40 și 23 diviziuni fluxul Φ a variat între 320 000 kcal/m²h și 200 000 kcal/m²h, valoarea mare a fluxului termic fiind în concordanță cu încărcările termice în incinta focarului în timpul experimentărilor.

Variația coeficientului de emisie a flacării ε_g pentru 6 regimuri se dau în figura 6, din care se vede că în general coeficientul de emisie a

Tabela 2

Temperaturi (°C)

	Pereţi (t_p)				Radiaţie incintă (t_R)					Radiaţie flacără (t_f)			
	1	2	3	4	1	2	3	4	5	1	2	3	4
I	990	950	910	840	1160	1130	1070	—	1000	920	880	870	864
II	1000	940	900	840	1160	1120	1060	1027	1010	910	880	870	860
III	980	920	900	860	1150	1120	1060	1040	1015	910	880	880	860
IV	950	890	880	845	1170	1130	1060	1020	1000	940	910	880	860
V	970	890	880	835	1160	1130	1060	1035	1010	905	890	880	870
VI	980	900	890	850	1180	1160	1080	1060	1035	920	910	890	880
VII	870	—	820	730	1140	960	1025	—	870	1020	900	850	—

flăcării creşte pe măsură ce scade temperatura gazelor, ceea ce este caracteristic flăcărilor transparente în care valoarea sa este determinată numai de conţinutul de gaze triatomice în gazele de ardere şi corespunde cu datele din literatură.

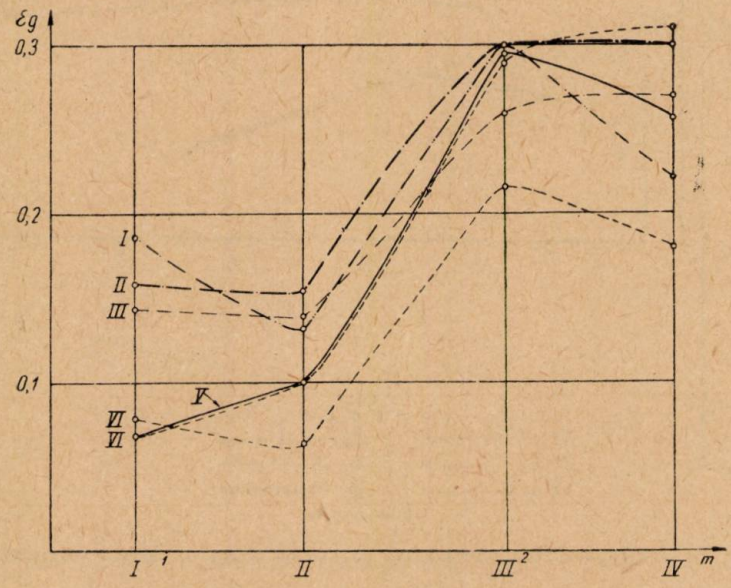


Fig. 6. — Variaţia coeficientului de emisie al flăcării în lungul focarului.

Pentru a vedea în ce măsură rezultatul măsurătorilor se încadrează în prevederile normelor de calcul VTI, TKTI pentru proiectarea instalaţiilor de cazane [8], s-au efectuat calcule suplimentare de verificare a măsurătorilor pe baza acestor norme.

Astfel, luîndu-se relaţia de calcul:

$$\varepsilon_g = 1 - e^{-kps},$$

în care $p = 1$ ata şi $S = 1$ m,

trebuie determinată valoarea K conform formulei

$$K = kr_n = \frac{0{,}8 + 1{,}6r_{H_2O}}{\sqrt{p_n s}}\left(1 - 0{,}38\frac{T_m}{100}\right)r_n ,$$

în care

$$r_n = r_{H_2O} + r_{CO_2} ,$$

iar

$$p_n = r_n \cdot p.$$

Avînd în vedere că mărimile $r_{H_2O} = 16{,}6\,\%$, $r_{CO_2} = 8{,}3\,\%$, $p_n s = 0{,}25$, $T_m \cong 1\,300°K$ (pentru $\alpha = 1{,}15$), se poate găsi $K = 0{,}25$, de unde:

$$\varepsilon_g = 1 - e^{-0{,}25} = 0{,}21.$$

Determinarea valorii lui ε_g conform Miheev [9] cu formula:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon,$$

conduce la valori apropiate $\varepsilon_g = 0{,}17 - 0{,}20$, ceea ce concordă în foarte bună aproximație cu valorile găsite pe baza experiențelor expuse în figura 6.

Valorile mici experimentale ale coeficientului de emisie a flăcării în prima zonă a focarului (fig.6) denotă că, flacăra a fost puțin luminoasă și în cazul admisiei periferice (v. tabela 3, regimurile I, III și VII) în apropierea arzătorului.

Tabela 3

Coeficientul de radiație și fluxul determinați la încercări

Încercarea nr.	ε_g Coeficientul de radiație				Fluxul Φ (diviziuni)		
	1	2	3	4	1	2	3
I	0,187	0,130	0,300	0,220	42	36	32
II	0,16	0,155	0,30	0,30	37	—	30
III	0,145	0,14	0,26	0,27	39	—	31
IV	0,07	0,1	0,29	0,31	32	—	27
V	0,07	0,1	0,297	0,27	43	42	29
VI	0,08	0,065	0,215	0,18	42	40	23
VII	0,3	—	0,15	—	32	38	25

Pentru a preciza caracteristicile focarului experimental folosit, s-au efectuat de asemenea o serie de calcule conform normelor VTI, TKTI și conform literaturii [11] pentru camere cu încărcări termice mari.

Temperatura teoretică de ardere a gazelor naturale, la un exces de aer de $\alpha = 1{,}18$, s-a găsit $T_a = 2\,090°K$, iar criteriul B_0 este 0,56,

corespunzînd unei suprafețe de răcire a ecranelor amplasate în bolta focarului $H_1 = 1{,}89$ m² și un debit de gaz $D_g = 90$ Nm³/4, de unde

$$\theta = \frac{T_m^*}{T_a} = \frac{B_0^{0,6}}{A a_m^{0,6} + B_0^{0,6}},$$

în care coeficientul de negreală al flăcării

$$a_m = \frac{0{,}9\,\varepsilon_g}{\varepsilon_g + (1 - \varepsilon_g)\psi\zeta}.$$

Conform lui Konakov [11] coeficientul A se ia în cazul camerelor de focar cu încărcări termice ridicate 0,54, valoarea $A = 0{,}445$ recomandată în normele VTI conducînd la rezultate în neconcordanță cu valorile T_m măsurate experimental.

Coeficientul de negreală al flăcării a_m rezultă din calcul: $a_m = 0{,}065$, de unde se găsește

$$\theta = \frac{0{,}54^{0,6}}{0{,}54 \cdot 0{,}65^{0,6} + 0{,}54^{0,6}} = 0{,}626$$

iar temperatura la sfîrșitul camerei de ardere

$$T_m = 0{,}626 \cdot 2\,090 = 1\,310°\text{K} \text{ sau } 1\,037°\text{C}$$

ceea ce corespunde cu o aproximație suficientă cu valorile t_s găsite pe cale experimentală (tab. 4)

Tabela 4

Analiza gazelor (%)

Încercarea nr.	1			2			3			5		
	CO_2	O_2	CO	CO_2	O_2	CO	CO_2	O_2	CO	CO_2	O_2	CO
I	8,7	5,3	0,5	—	—	—	9,7	3,5	0,3	10,2	2,5	0,2
II	9,0	4,7	0,22	—	—	—	10,4	2,1	0,1	10,6	2,0	0
III	8,4	5,6	0,23	—	—	—	9,6	3,8	0,2	10,0	2,9	0,1
IV	10,2	2,5	0,18	—	—	—	10,4	2,1	0,09	10,7	1,6	0
V	7,4	7,2	0,20	—	—	—	9,8	13,3	0,13	10,2	2,8	0,1
VI	8,6	5,4	0,10	—	—	—	11,0	0,9	0	11,2	0,7	0
VII	10,8	1,2	0,12	10,5	1,8	0,3	9,9	2,7	0,15	10,1	4,3	0,1

În continuare, se dă o interpretare a rezultatelor experimentale expuse în tabele.

Dacă se compară regimul I la care admisia este periferică și unghiul de atac al gazelor $\beta = 90°$, cu regimul VI, cu admisie centrală $\beta = 90°$, se observă că în cazul VI regimul de temperatură T_R este mai ridicat, în schimb flacăra este mai lungă în cazul I, arderea nefiind complet ter-

minată pînă la capătul focarului (CO $\cong$ 0,2%), coeficientul de emisie al flăcării fiind net superior în cazul admisiei periferice (fig. 6).

Curba fluxurilor măsurate cu radiometrul Φ este mult mai abrupt coborîtoare în cazul regimului VI, ceea ce de asemenea, se poate explica prin emisivitatea scăzută a flăcării. Valorile procentelor de CO_2 în gazele de ardere sînt mult superioare în cazul admisiei centrale, ceea ce se explică prin realizarea unei arderi mai complete în prima jumătate a focarului, la circa 2 m de ambrazură, arderea fiind practic terminată.

Comparînd regimurile II și V cu admisia centrală, în care unghiul de atac al gazelor în jetul de aer este $\beta = 30°$ în cazul II și $\beta = 90°$ în cazul V, se observă că există o suprapunere aproape perfectă a cîmpurilor de temperaturi T_R în lungul focarului, valorile ε_g fiind totuși mai ridicate în cazul II fără însă a se putea indica o diferență mare în regimul de ardere a celor două cazuri comparate.

Se remarcă o valoare mai mare a fluxurilor în prima zonă a focarului în cazul V, care poate indica o realizare mai bună a amestecului gaz-aer în acest caz.

Comparînd cazurile I și VII cu admisia periferică și unghiul $\beta = 90°$ și $\beta = 30°$, se remarcă o diferență netă între cele două regimuri, cîmpul de temperaturi pentru $\beta = 90°$ este mult mai ridicat, în schimb coeficientul de emisie ε_g al flăcării în cazul $\beta = 90°$ în apropierea arzătorului are valori mai scăzute.

Interesant de remarcat că fluxul termic în cazul VII are un maxim la o distanță de cca 1,3 m de arzător, ceea ce este confirmat de faptul că temperatura gazelor măsurate cu termocuplele Pt — Pt·Rh este aproape constantă în această zonă (curba Φ din fig.5), ceea ce indică o mutare a nucleului flăcării înspre capătul focarului.

Dacă se compară cazurile II și IV cu admisia centrală, $\beta = 30°$, în care viteza de ieșire a amestecului gaz-aer din arzător se schimbă de la 27 m/s la 45 m/s, se remarcă o diferență sensibilă a regimurilor de ardere.

Cîmpurile de temperaturi radiante T_R sînt aproape aceleași, apare însă o micșorare a coeficientului ε_g în cazul IV ($v = 45$ m/s) și o micșorare a fluxului termic, fără însă ca lungimea flăcării să difere mult de la un caz la altul.

De remarcat totuși că în cazul IV flacăra are pronunțate tendințe de rupere în special la sarcini ridicate și grad mare de turbionare, ceea ce impune necesitatea în acest caz a unui stabilizator puternic al flăcării, care în cazul considerat l-a format piatra de ambrazură a focarului.

În concluzie, se remarcă faptul că arzătorul turbionar de 100 Nm^3/h folosit pentru experimentări, poate găsi o utilizare practică în industrie, avînd în vedere că pierderile de presiune a aerului în arzător nu depășesc 250—260 mm c.a., iar presiunea gazului este cuprinsă în limitele 200—400 mm c.a. (joasă presiune), ceea ce indică o funcționare economică a arzătorului din punct de vedere al consumului de energie la vehicularea aerului, iar analiza gazelor de ardere indică realizarea unei arderi perfecte, în special în cazul admisiei centrale și încărcărilor mari termice.

4. CONCLUZII

Prin măsurarea cîmpurilor de temperaturi radiante ale incintei, flăcării, pereților și gazelor în lungul focarului, ca și a fluxurilor de căldură, se compară caracteristicile termice și geometrice ale flăcării în funcție de modul de admisie a gazului și unghiului de atac gaz-aer.

În lucrare se expune o metodă de determinare a coeficientului de emisie al flăcării în lungul focarului, măsurătorile efectuate permițînd o comparație a proprietăților radiante ale flăcării în cazul admisiei periferice sau centrale a gazului și pentru diferite valori ale unghiului de atac β al gazelor în jetul de aer.

Determinarea valorii ε_g pe baza recomandărilor normelor VTI, TKTI indică o aproximație foarte bună în raport cu mărimile măsurate, remarcîndu-se că în cazul admisiei centrale a gazului, coeficientul de emisie este mai mic, totuși datorită unui cîmp de temperaturi mai ridicat și în acest caz fluxurile termice sînt de același ordin de mărime.

Măsurătorile au stabilit că în cazul admisiei centrale mărimea unghiului β nu influențează decît într-o măsură infimă caracteristicile flăcării, influența unghiului β devenind mai pronunțată în cazul admisiei periferice a gazului.

Se remarcă în lucrare, fără a se aprofunda, influența deosebită a gradului de turbionare al aerului asupra caracteristicilor flăcării în cazul arzătorului turbionar considerat și corelația ce trebuie să existe între unghiul β și gradul de turbionare, în special în cazul admisiei periferice.

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ СГОРАНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В ТОПКАХ

РЕЗЮМЕ

В работе рассматривается влияние на характеристику пламени способа смешения воздуха с газом (периферийный или центральный впуск газа) в вихревой горелке: температура излучения пламени, коэффициент эмиссии, тепловые потоки, поле концентрации CO_2 и O_2 в горящих газах вдоль топки.

Опыты проводились при помощи специальной установки для сжигания, описанной в работе.

В выводах указывается, что в случае периферийного впуска получается более высокий коэффициент эмиссии в первой части топки, а влияние угла струй газ-воздух в этом случае больше. Отмечается влияние осуществляемой в горелке степени завихрения воздуха.

BIBLIOGRAFIE

1. C. DINULESCU, *Îmbunătățirea arderii gazelor și instalațiile electrice — realizări și propuneri.* Energetica, *7* (1960).
2. В. В. МУРЗАКОВ, *Теоретические основы рационального сжигания газа в металлургических печах.* Москва, 1953.
3. И. Е. СИЕГАЛ, Г. Ф. НАЙДЕНОВ, *Расчет турбулентных газовых горелок для паровых котлов.* Газовая промышленность, *6* (1958).
4. И. П. ГЕРЖОЙ, *О сжигании газа в экранированных пылеугольных топках.* Теплоэнергетика, *8* (1959).
5. И. Е. СИЕГАЛ, И. М. ДАНИЕЛЕВИЧ, *Регулирование перегрева пара при переводе котлов на природный газ.* Промышленная энергетика, *11* (1960).
6. * * * *Manualul inginerului „Hütte".* Bucureşti, 1951.
7. M. MICHARD, G. MONNOT, *Le comité international d'études sur le rayonnement des flammes : son organisation et son activité.* I.E.P., **IX**, *9* (1954).
8. * * * *Тепловой расчет котельных агрегатов.* Госэнергоиздат, 1957.
9. М. А. МИХЕЕВ, *Основы теплопередач.* М.—Л., 1956.
10. Д. Н. ЛЯХОВСКИЙ, *Аэродинамика закрученных струй и его значение для факельного процесса сжигания. Теория и практика сжигания газов.* Москва, 1959.
11. П. К. КОНАКОВ, С. С. ФИЛИМОНОВ, Б. А. ХРУСТАЛЕВ, *Теплообмен в камерах сгорания паровых котлов.* Москва, 1960.

ASPECTE PRIVIND INFLUENŢA NATURII CHIMICE A COMBUSTIBILILOR LICHIZI ASUPRA ARDERII

DE

SANDA MOLFETTA-TĂBĂCARU

NOTAŢII PRINCIPALE

C_P — procente carboni parafinici în moleculă,
C_N — procente carboni naftenici în moleculă,
C_R — procente carboni ciclici în moleculă,
C_A — procente carboni aromatici în moleculă,
R_A — nr. mediu de cicluri aromatice în moleculă,
R_N — nr. mediu de cicluri naftenice în moleculă,
R_T — nr. mediu total de cicluri în moleculă,
ε_g — coeficient de emisie al flăcării,
n_D^{20} — indice de refracţie în lumina monocromatică a sodiului, banda D, măsurat la 20°C,
M_{20} — greutate moleculară,
d_4 — densitate relativă faţă de apa distilată la 4°C, măsurată la 20°C,
d_4^{70} — densitatea relativă faţă de apa distilată la 4°C, măsurată la 70°C.
n_D^{20} — indice de refracţie în lumina monocromatică, banda D a sodiului, măsurat la 70°C,
p_c — punct de congelare (°C),
t_{infl} — temperatura de inflamabilitate (°C),
d_4^{70} — densitatea relativă faţă de apa distilată la 4°C, măsurată la 70°C,
ψ_{70} — gradul de ecranare al focarului,
n_D — indice de refracţie în lumina monocromatică, banda D a sodiului, măsurat la 70°C.

I. INTRODUCERE

Problema arderii combustibililor lichizi în focare industriale, rămîne încă deschisă, deşi în acest domeniu s-au efectuat numeroase cercetări.

Studiile sînt îndreptate asupra condiţiilor de ardere din focare, asupra geometriei arzătorului şi a geometriei focarului.

Rezultatele pozitive obținute asupra fineței de pulverizare, deci a unui amestec cît mai intim între combustibil și aerul necesar arderii, au condus la îmbunătățirea arderii, chiar pentru combustibili de calități inferioare [1].

Literatura de specialitate, oferă date reduse în privința studiilor făcute asupra influenței naturii chimice a combustibililor lichizi, asupra caracteristicilor arderii: radiația și emisivitatea flăcării.

S-au efectuat studii [2], [3] asupra influenței raportului C/H a combustibilului asupra radiației și emisivității flăcării, a cărui valori cresc o dată cu creșterea greutății moleculare a combustibilului, deci a intervalului de distilație. S-au obținut astfel indicații, funcție de proporția de atomi de carbon din hidrocarburile constituente ale combustibilului și nicidecum asupra așezării lor structurale. Astfel, s-au cercetat diferiți combustibili, a căror raport C/H variază între 6,36—12,57. Alte limite ale valorilor acestui raport, s-au obținut prin adăugarea în păcură a unor procente de cărbune coloidal [4].

Interesant este faptul că, creșterea emisivității flăcării datorită adăugării de cărbune este mai mare spre sfîrșitul flăcării, pentrucă particulele de cărbune adăugat, ard mai greu ca cele din funinginea rezultată din arderea combustibilului lichid. Cercetările [5] au arătat că radiația luminoasă a flăcării, se datorește radiației funinginei incandescente, fin dispersate.

În cercetările efectuate la Jjmuiden (Olanda) de către Comitetul Internațional pentru studiul radiației flăcărilor [6] asupra influenței condițiilor de amestecare asupra caracteristicilor flăcării, s-au studiat: un combustibil format exclusiv din componenți aromatici, un combustibil predominant parafinic și un combustibil cu caracter intermediar. Prin arderea combustibilului cu caracter aromatic, s-au obținut valori mai ridicate pentru radiația flăcării. Rezultate asemănătoare au obținut și [7].

Interesant este studiul [8] care pune problema măririi emisivității flăcării unui combustibil gazos prin injecția de combustibil lichid, [9] studiază arderea și arată că creșterea concentrației de funingine, deci și radiația flăcării, se măresc o dată cu accentuarea caracterului aromatic al combustibililor utilizați.

Aceste considerații introductive au fost făcute, pentru a situa lucrarea prezentată, față de datele recente ale literaturii de specialitate.

În acest studiu, ne-am propus să cercetăm influența naturii chimice a combustibilului asupra unor caracteristici ale arderii, într-un focar experimental.

Pentru stabilirea compoziției chimice a combustibililor folosiți, s-au utilizat metode moderne de analiză: fracționarea cromatografică și metodele de analiză pe grupe structurale.

II. ANALIZA COMPOZIȚIEI CHIMICE STRUCTURALE A COMBUSTIBILILOR

Importanța cunoașterii compoziției chimice a combustibililor, rezultă din dependența ce există între aceasta și proprietățile de ardere ale combustibililor respectivi.

Considerăm că este interesant ca proprietățile de ardere ale combustibilului, să fie explicate în lumina compoziției sale structurale.

Din studiile făcute [10] se admite că o moleculă de combustibil lichid petrolier, poate conține cicluri naftenice și aromatice condensate, de care sînt prinse catene parafinice, drepte sau ramificate. Proporția acestor componenți structurali, imprimă combustibilului anumite particularități chimice.

Astfel, o asemenea moleculă are un caracter complex, caracterizîndu-se în general, printr-o structură mixtă. Aceste structuri duc la pierderea caracterului de clasă al compușilor, care apar sub formă de combinații mixte : parafin-naften-aromatice.

Datorită acestui caracter complex al hidrocarburilor, care formează combustibilii lichizi, s-a ajuns [11] la concluzia că este logic de a exprima compoziția chimică, în termeni de fragmenți moleculari, adică în procente de carboni parafinici, naftenici și aromatici și număr mediu de cicluri, pe moleculă.

Diferitele relații citate în literatură [12], [13], [14] stabilesc valori medii pentru elementele structurale, în raport cu componenții chimici, prezenți în fracție.

La stabilirea relațiilor, care dau proporția structurilor în moleculă, s-a folosit relația care există între mărimile structurale și acele proprietăți fizice, care prezintă un caracter aditiv.

Tadema [15] a pus la punct posibilitatea exprimării parametrilor structurali, prin corelații între indicele de refracție, densitatea și greutatea moleculară, punînd astfel bazele metodei „*n-d-M*". Relațiile date, simple, empirice, între parametrii structurali și cele trei constante fizice, exprimă repartiția carbonilor în structuri și conținutul în cicluri. Relațiile s-au dedus pe baza faptului că proprietățile fizice ale fracției respective sînt funcție de parametrii structurali, care la rîndul lor sînt funcție de constantele fizice.

Metoda „*n-d-M*" fiind considerată ca cea mai indicată pentru stabilirea compoziției chimice a combustibililor lichizi [16] s-a considerat util un studiu cromatografic efectuat asupra combustibililor experimentați, folosind drept metodă de determinare a compoziției structurale, a fracțiilor obținute prin fracționare cromatografică metoda sus citată.

Cu ajutorul fracționării cromatografice, bazată pe fenomenul de adsorbție, se pot face separări pe categorii chimice de hidrocarburi, datorită diferenței de adsorbabilitate a acestora, față de diverse medii adsorbante.

Ordinea adsorbabilității componenților țițeiului, în sensul crescător al afinității adsorbtive este următoarea : hidrocarburi saturate, nesaturate și aromate, rășini, asfaltene, compuși cu sulf, oxigen, azot etc.

1. OBIECTUL CERCETĂRILOR

S-au supus cercetării

a) un combustibil de calorifer, notat cu litera *A*,

b) o păcură parafinoasă, notată cu litera *B*.

2. DETERMINAREA COMPOZIȚIEI CHIMICE A COMBUSTIBILULUI *A*

Combustibilului inițial, i s-au determinat constantele fizico-chimice și analiza elementară ce sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

Constantele fizico-chimice ale combustibilului *A*

Combustibil	d_4^{20}	p_c	t_{infl}	°E/50°C	M	Rășini + asfaltene	Analiză elementară %		
							C	H	S
A	0,8776	−9°C	74°C	5,46	254	24,3 %	85	14,8	0,2

Îndepărtarea compușilor asfaltici, a fost efectuată prin adsorbție pe pămînt decolorant Sondafin activat, extracția efectuîndu-se cu ajutorul benzinei de extracție, obținîndu-se un randament mediu de 75% combustibil *A* dezasfaltat.

Fracționarea cromatografică

Combustibilul dezasfaltat obținut, a fost supus unor operații de fracționare cromatografică, într-o coloană de sticlă de lungime $l = 100$ cm și diametru $d = 3$ cm. S-a lucrat cu o suprapresiune de bioxid de carbon. Ca mediu adsorbant s-a folosit silicagelul, cu granulația cuprinsă între 50—300 mesh, activat timp de 3 ore, la temperatura de 150°C.

Activitatea silicagelului, s-a determinat prin metoda Mihailova-Kazanski, obținîndu-se valoarea 12,4.

Modul de lucru

Raport diluție: 1/2.

Raport adsorbție: 1/4 produs-silicagel.

S-au supus fracționării circa 40 g combustibil dezasfaltat, *A*. Eluția s-a condus cu benzină normală, liberă de aromate, iar hidrocarburile mai polare, s-au desorbit cu benzen și amestec alcool-etilic-benzen 1/1.

În condiții asemănătoare, s-au efectuat două fracționări, iar modul de lucru și rezultatele obținute, sînt trecute în tabelele 2 și 3.

În tabela 4, este trecut bilanțul material al celor două operațiuni de fracționare.

Formarea fracțiilor definitive

Din cele două operațiuni de fracționare cromatografică efectuate, s-au alcătuit cinci fracții, notate cu literele: *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, care întrunesc fracții cu valori ale indicilor de refracție apropiați, deci care au o compoziție chimică asemănătoare.

Tabela 2

Operația nr. 1 de fracționare cromatografică

Nr. fracț.	Felul solventului	Volum cm^3	Gr. de substanță	n_D^{20}
1	benzină normală	10	5,1421	1,4751
2	„	10	5,1100	1,4783
3	„	10	4,3041	1,4791
4	„	10	4,2002	1,5082
5	„	10	3,4504	1,5115
6	„	10	3,0442	1,5196
7	„	10	2,4053	1,5229
8	„	10	1,5623	1,5248
9	„	10	1,2804	1,5259
10	„	10	0,8225	1,5262
11	„	400	3,2085	1,5280
12	benzen	400	3,8185	1,5502
13	alcool-benzen	500	0,4820	1,5672

Tabela 3

Operația nr. 2 de fracționare cromatografică

Nr. fracț.	Felul solventului	Volum cm^3	Gr. de substanță	n_D^{20}
1	benzină normală	10	5,0225	1,4732
2	„	10	4,9740	1,4794
3	„	10	4,4526	1,4801
4	„	10	4,5996	1,5026
5	„	10	3,6542	1,5132
6	„	10	3,1125	1,5180
7	„	10	3,6054	1,5209
8	„	10	1,7002	1,5236
9	„	10	1,3248	1,5251
10	„	10	0,7522	1,5255
11	„	400	3,4029	1,5261
12	benzen	400	3,0145	1,5526
13	benzen-alcool	500	0,3789	1,5690

Tabela 4

Bilanț material

	Fracționarea nr. 1		Fracționarea nr. 2	
	grame	% g	grame	% g
Produs supus fracționării	40,3076	100,0	40,1824	100,0
Hidrocarburi cromatografice	38,8305	96,5	38,4943	96,7
Pierderi	1,4771	3,5	1,6881	3,3

Formarea fracțiilor definitive, este arătată în tabela 5, în care s-a notat cu cifră arabă numărul fracției componente, iar cu cifră romană numărul operației respective de cromatografiere.

Tabela 5

Formarea fracțiilor definitive

Fracția	Fracții componente	Cantități	Cantități g	Cantitate totală g	%g
A	1I	1,4751	5,1421	10,1646	12,55
	1II	1,4732	5,0225		
B	2I	1,4783	5,1100	18,8307	23,35
	3I	1,4820	4,3041		
	2II	1,4794	4,9740		
	3II	1,4811	4,4526		
C	4I	1,5082	4,2002	15,9044	19,60
	5I	1,5113	3,4504		
	4II	1,5026	4,5996		
	5II	1,5132	3,6542		
D	6I	1,5196	3,0442	25,2212	31,20
	7I	1,5229	2,4053		
	8I	1,5248	1,5623		
	9I	1,5259	1,2804		
	10I	1,5262	0,8225		
	11I	1,5280	3,2085		
	6II	1,5180	3,1125		
	7II	1,5209	2,6054		
	8II	1,5236	1,7002		
	9II	1,5251	1,3248		
	10II	1,5255	0,7522		
	11II	1,5261	3,4029		
E	12I	1,5502	3,8185	7,6939	9,50
	13I	1,5672	0,4820		
	12II	1,5526	3,0145		
	13II	1,5690	0,3789		

Compoziția chimică a fracțiilor definitive

Fiecăreia dintre fracțiile obținute, s-au determinat următoarele constante fizice : indicele de refracție, densitatea și greutatea moleculară, ale căror valori medii sînt date în tabela 6. În continuare, li s-au determinat valorile parametrilor structurali, folosindu-se metoda de calcul „*n-d-M*". Rezultatele obținute sînt trecute de asemenea în tabela 6.

Tabela 6

Constantele fizico-chimice și compoziția structurală a fracțiilor definitive

Fracția	n_D^{20}	d_4^{20}	M	C_A	C_R	C_N	C_P	R_A	R_N	R_T
A	1,4740	0,8660	402	0	42	42	58	0	2,50	2,50
B	1,4790	0,8825	330	0	52	52	48	0	2,60	2,60
C	1,5125	0,9201	310	13	55	42	45	0,87	1,70	2,60
D	1,5380	0,9624	264	34	72	38	28	1,10	1,85	2,95
E	1,5633	0,9982	232	48	83	35	17	1,40	1,60	3,00

În diagrama din figura 1, se prezintă spectrul de distribuție al atomilor de carbon, din molecula de combustibil *A*, în funcție de procentele de hidrocarburi deplasate succesiv în fluxul cromatografic.

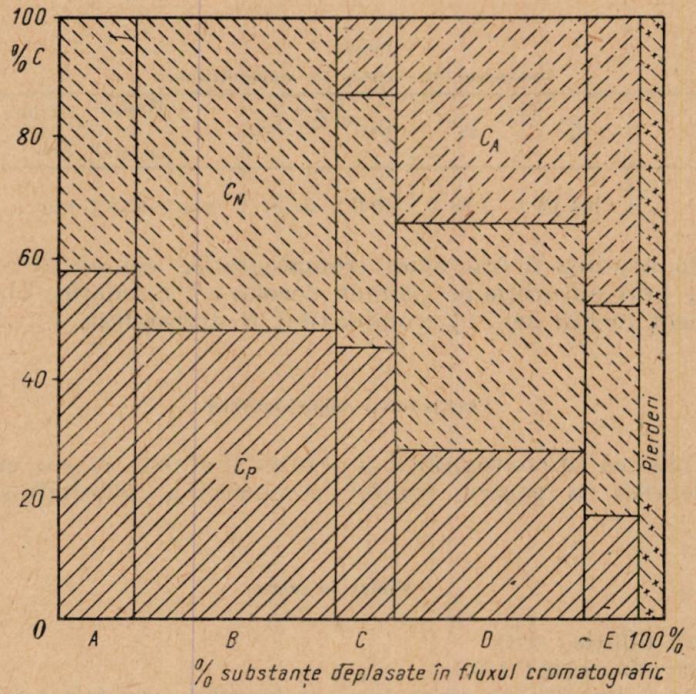


Fig. 1. — Spectrul de distribuție al atomilor de carbon din molecula combustibilului *A*, în funcție de procentele de substanță, deplasate succesiv în fluxul cromatografic.

Din examinarea rezultatelor obținute, se pot face următoarele constatări:

Fracționarea cromatografică a separat fracții diferite ca structură chimică.

Primele două fracțiuni, prezintă un caracter parafin naftenic net, prezentat printr-un număr mediu de două cicluri și jumătate naftenice, de care sînt prinse catene parafinice.

În ordinea ieșirii fracțiilor din coloană, caracterul aromatic crește, deci și ciclizarea, ceea ce imprimă o scădere a proporției componentelor parafinice.

Spectrul de distribuție al atomilor de carbon, arată clar proporția mai scăzută a componentelor parafinice, față de cele naften-aromatice, pe întreaga moleculă de combustibil dezasfaltat *A*.

3. DETERMINAREA COMPOZIȚIEI CHIMICE A COMBUSTIBILULUI *B*

Combustibilului inițial, i s-au determinat constantele fizico-chimice, care sînt trecute în tabela 7.

Tabela 7

Constantele fizico-chimice ale combustibilului *B*

Combust.	d_4^{70}	p_c	tinfl	°E/50°C	*M*	Rășini + asfalt.	Analiza elementară		
							% C	% H	% S
B	0,8668	+18°C	168°C	31,31	505	33,5	86,0	12,6	0,45

Pentru a putea fi fracționat cromatografic, combustibilul a fost dezasfaltat, prin adsorbție pe pămînt decolorant Sondafin, obținîndu-se un randament mediu de 70% combustibil *B* dezasfaltat.

Fracționarea cromatografică

Fracționarea cromatografică a combustibilului *B*, s-a efectuat în condiții identice ca pentru primul combustibil, folosindu-se aceeași instalație.

Modul de lucru

Raport diluție: 1/2.
Raport adsorbție: 1/5.
S-a supus fracționării circa 50 g combustibil dezasfaltat *B*. Ca eluent s-a folosit benzina normală, iar benzenul și amestecul de alcool-etilic-benzen 1/1, ca desorbanți. S-au efectuat două fracționări în condiții similare. Bilanțul material al operațiilor de fracționare nr. 2 este dat în tabela 8.

Tabela 8

Bilanț material

	Fracționarea nr. 1		Fracționarea nr. 2	
	grame	% g	grame	% g
Produs supus fracționării	50,8552	100	54,7294	100
Hidrocarburi cromatografiate	48,9678	96,3	52,2785	95,5
Pierderi	1,8874	3,7	2,4509	4,5

Ca și în cazul combustibilului *A*, din fracțiile care au valori apropiate ale indicilor de refracție, s-au alcătuit cinci fracții definitive, notate în mod analog.

Compoziția chimică a fracțiilor

În mod similar, cu analiza combustibilului *A*, compoziția chimică structurală s-a determinat cu ajutorul metodei „*n-d-M*"*). Rezultatele obținute sînt redate în tabela 9.

Tabela 9

Compoziția struct. și constr. fizico-chimice pentru fracțiuni definitive

Fracția	n_D^{70}	d_4^{70}	M	C_A	C_R	C_N	C_P	R_A	R_N	R_T
A	1,4780	0,8710	520	0	33	33	67	0	2,6	2,6
B	1,4825	0,8836	493	0	40	40	60	0	2,9	2,9
C	1,4901	0,8840	475	0	36	30	64	0	2,6	2,6
D	1,4962	0,8940	450	13	38	25	62	0,69	1,92	2,61
E	1,5102	0,9109	423	21	41	20	59	1,09	1,53	2,62

Diagrama din figura 2 dă spectrul de distribuție al atomilor de carbon, în funcție de procentele de hidrocarburi, deplasate în fluxul cromatografic,

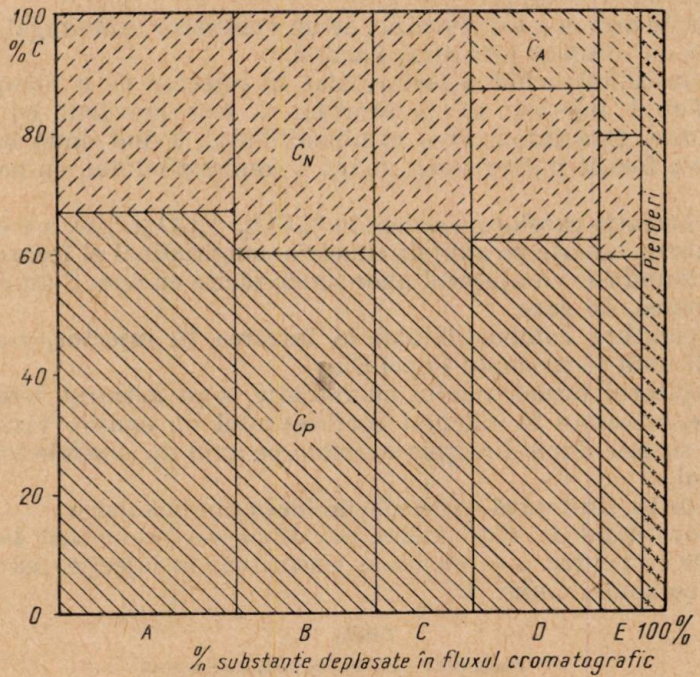


Fig. 2. — Spectrul de distribuție al atomilor de carbon din molecula combustibilului *B*, în funcție de procentele de substanță, deplasate succesiv în fluxul cromatografic.

*) Constantele: d_4^{70} și n_D^{70} s-au determinat la 70°C; iar greutatea moleculară s-a determinat prin ebulioscopie.

Din analizarea rezultatelor obținute, se pot face următoarele constatări:

Prin cromatografie, s-au putut separa fracții cu caracter net parafin naftenic, în proporție de 68%, caracterizate printr-o moleculă cu un număr mediu de două cicluri și jumătate naftenice de care sînt prinse catene parafenice, care imprimă moleculei inițiale de combustibil, valoarea ridicată a punctului de congelare (+ 18°C) și a viscozității (31,31°E/50°C).

Prin faptul că acest combustibil *B*, corespunde unui reziduu (păcură), valoarea ridicată a componentelor parafinice este dată de hidrocarburile parafinice libere, cu greutate moleculară mare.

III. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ DE ARDERE

Descrierea instalației experimentale și a modului de lucru, se va face sumar, detaliile suplimentare fiind date într-o lucrare anterioară [17].

Combustibilul lichid, pulverizat, s-a ars într-un focar experimental, de formă paralelipipedică, cu pereții de cărămidă refractară, avînd dimensiunile de (1×1×3)m și o porțiune din boltă răcită cu ecrane, cu un grad de ecranare de $\psi = 0{,}145$.

Aerul de ardere a fost furnizat de un ventilator centrifugal, iar gazele de ardere s-au evacuat prin tiraj natural.

Combustibilul lichid a fost refulat în injector de o pompă cu roți dințate. Tubul injector al arzătorului a fost prevăzut cu o cameră de turbionare, fără întoarcerea combustibilului, avînd două intrări tangențiale. S-a folosit pulverizarea mixtă a combustibilului, cu aer de joasă presiune.

Concentrația gazelor de ardere în $\%CO_2$, $\%CO$ și $\%O_2$ s-a determinat în cinci puncte, situate pe axul de simetrie longitudinal al focarului, prelevarea efectuîndu-se cu ajutorul unor sonde răcite cu apă. S-au folosit analizoare chimice, de gaze.

Temperatura combustibilului la intrarea în injector, s-a măsurat cu ajutorul unui termocuplu Copel-Cu.

Cu ajutorul termocuplului cu radiație, s-au măsurat temperaturile de radiație, necesare în calculul coeficientului de emisie, vizînd flacăra prin fante situate după direcțiile normale pe axul de simetrie longitudinal al focarului.

Tabela 13, ilustrează condițiile de lucru din instalație.

Combustibilul *B*, fiind foarte parafinos s-a preîncălzit la temperatura de 100°C, pentru a se obține o viscozitate la injecție, asemănătoare cu cea a combustibilului *B*.

Tabela 10

Parametrii de lucru din instalația experimentală

Combustibil	Viscozitate °E/50°C	Viscozitate inject.	Debit comb. kg/h	Debit-aer Nm^3/h
A	5,46	4,2	105	990
B	31,31	3,2	106	990

Datele oferite de literatura de specialitate [18] arată că sub 7°E viscozitatea combustibilului nu influențează finețea de pulverizare, deci diferența de 1°E la valorile scăzute ale viscozității combustibililor experimentați, nu influențează defavorabil arderea.

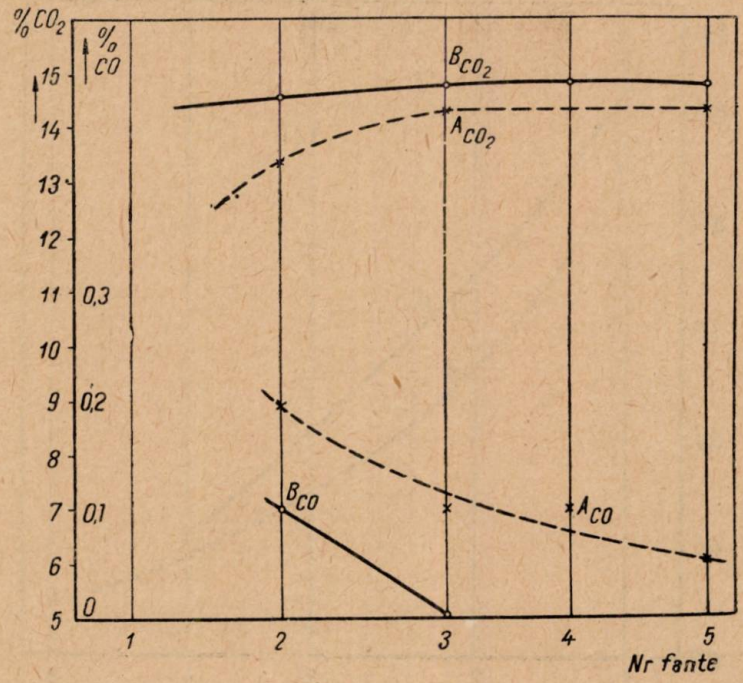


Fig. 3. — Variația conținutului procentual de CO_2 și CO, de-a lungul axului de simetrie al focarului, pentru combustibilul *A* și *B*.

Parametrii de lucru putînd fi considerați constanți, se poate face comparația, între rezultatele obținute prin arderea celor doi combustibili, de natură chimică net diferită.

În continuare, rezultatele obținute asupra arderii, temperaturii de radiație și emisivității flăcării, se vor discuta în funcție de natura chimică a combustibilului.

Diagrama din figura 3 dă variația conținutului procentual de CO_2 și și CO, de-a lungul axului de simetrie al flăcării, pentru cei doi combustibili arși, trasată pe baza datelor obținute la analiza Orsat a gazelor.

Se observă că pentru combustibilul *B*, după priza a treia, deci la o distanță de 2 100 mm, de diuza injectorului, procentul de CO_2 atinge valoarea maximă (15,8%) calculată cu ajutorul datelor analizei elementare (Diagrama Oswald); arderea devine completă în tot lungul focarului.

Pentru combustibilul *A*, procentul de CO_2 maxim calculat în mod analog, însă pentru datele analizei elementare a combustibilului respectiv,

(14,7%) nu este atins. În tot lungul focarului, arderea nu devine completă, fapt arătat și de curba de variație a conținutului procentual de CO.

Aceste rezultate pot fi explicate prin influența naturii chimice a combustibilului, asupra procesului de ardere. Procentul ridicat de com-

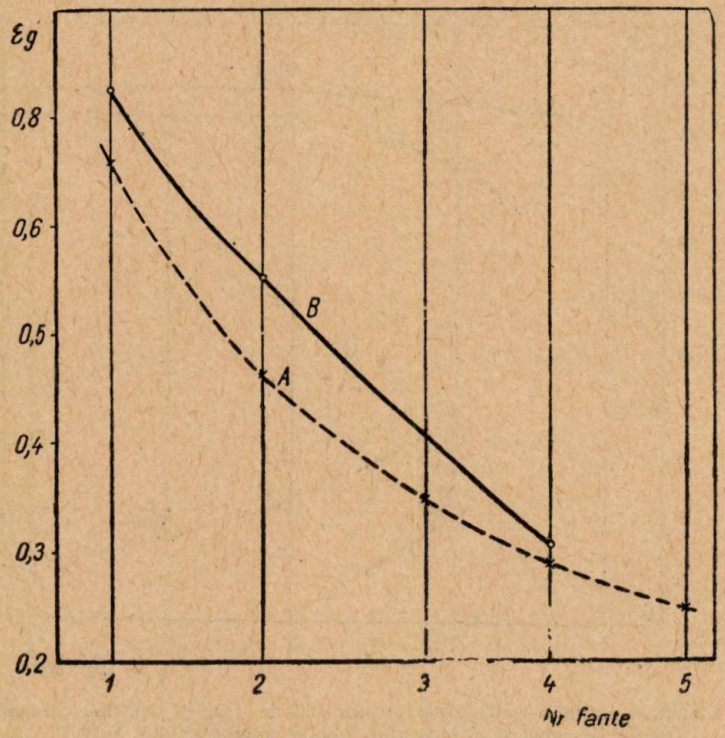


Fig. 4. — Variația coeficientului de emisie al flăcărilor, de-a lungul axului de simetrie al focarului, pentru combustibilii *A* și *B*.

ponenți parafinici (catene prinse de cele două cicluri și jumătate, cu caracter naften aromatic și parafine libere) ce intră în structura moleculei medii a combustibilului *B*, fac ca arderea să aibă loc mai ușor și să devină completă; în aceleași condiții inițiale ale arderii, hidrocarburile cu caracter naften aromatic, ce intră în compoziția moleculei combustibilului *A*, influențează defavorabil arderea.

Diagrama din figura 4 arată variația coeficientului de emisie al flăcării ε_g, de-a lungul axului de simetrie al focarului pentru cei doi combustibili experimentați.

Valorile coeficienților de emisie, scad pe măsură ce ne îndepărtăm de ambrazură, iar valorile cele mai mari, au rezultat prin arderea combustibilului *B*.

Arderea componenților parafinici și a parafinelor libere cu greutate moleculară mare, deci cu număr ridicat de atomi de carbon și procentul ridicat de compuși asfaltici (33,5%), din reziduul parafinos, care

formează combustibilul *B*, a condus la formarea mai abundentă de funingine, fapt ce imprimă o creștere a emisivității flăcării, confirmată prin valorile mai ridicate ale coeficienților de emisie.

IV. CONCLUZII

În lucrarea de față, s-au legat unele aspecte ale arderii combustibililor lichizi de focare, de compoziția lor chimică.

În studiile făcute pe un focar experimental, s-au ars în condiții inițiale identice ale arderii, combustibili diferiți :

— un combustibil de calorifer, corespunzător standardelor în vigoare, care s-a notat cu litera *A* ;

— o păcură parafinoasă, notată cu litera *B*, care avînd un punct de congelare de + 18°C, pentru a putea fi pulverizată de injector, s-a preîncălzit la temperatura de 100°C, la care a avut o viscozitate asemănătoare combustibilului *A*.

Compoziția chimică structurală a combustibililor experimentați s-a stabilit folosind metode moderne de analiză : fracționarea cromatografică și studierea fracțiilor obținute, cu ajutorul metodelor de analiză pe grupe structurale. S-a ajuns astfel, la determinarea spectrului de distribuție al atomilor de carbon, pe molecula de combustibil.

Combustibilul *A*, provine dintr-un amestec a unui reziduu de prelucrare de calitate inferioară cu procente stabilite de petrol. Acesta a imprimat moleculei medii de combustibil *A*, o ciclizare ridicată, molecula avînd în medie două cicluri și jumătate cu caracter naften aromatic, în proporție de 50% fapt arătat de spectrul de distribuție al atomilor de carbon (diagrama din fig. 1).

Această ciclizare și valorile relativ scăzute ale componenților parafinici, fac ca arderea să fie îngreunată, fapt ilustrat de rezultatele analizei de gaze arse.

Compoziția procentuală a gazelor de ardere și valorile ridicate ale coeficienților de emisie, obținute la arderea combustibilului *B*, arată că în acest caz, chiar dacă s-au menținut constante condițiile inițiale de ardere, hidrocarburile constituente au ars mai bine, cu toate că, acest combustibil corespunde unei fracțiuni reziduale.

Explicația este dată de influența pe care o exercită natura chimică a combustibilului, asupra caracteristicilor arderii.

Spectrul de distribuție al atomilor de carbon (diagrama din fig. 2) arată că peste 60% din totalul atomilor de carbon ai moleculei medii de combustibil *B*, sînt de natură parafinică, iar după cum se știe, energia necesară ruperii legăturii C—H din structurile parafinice este mai scăzută decît cea necesară ruperii legăturii C—H din structurile ciclice.

Fracționarea cromatografică a putut să separe net din molecula de combustibil *B*, o cantitate de circa 70% cu caracter parafin-naftenic, care ne dă indicația că în condițiile inițiale ale arderii, se va evapora întîi.

Aceste rezultate sînt confirmate de studiile făcute de [18] asupra constantelor de evaporare a unei singure picături de fracțiuni petroliere.

ASPECTS DE L'INFLUENCE, SUR LA COMBUSTION, DE LA NATURE CHIMIQUE DES COMBUSTIBLES LIQUIDES

RÉSUMÉ

Afin d'étudier certains aspects de l'influence exercée par la nature chimique des combustibles liquides sur la combustion, on a brûlé, dans un foyer expérimental, dans des conditions initiales identiques, deux combustibles différents, à savoir : un combustible de calorifère, correspondant aux normes d'Etat en vigueur, et désigné par la lettre *A*, et un mazout paraffineux, désigné par la lettre *B*.

En utilisant le fractionnement chromatographique et l'analyse des fractions obtenues par les méthodes des groupes structurales, on a déterminé les spectres de distribution des atomes de carbone pour les molécules moyennes des combustibles expérimentés.

La composition en pourcent des gaz de combustion et les valeurs élevées des coefficients d'émission, fournies par la combustion du combustible *B*, montrent que, dans ce cas, tout en ayant maintenues constantes les conditions initiales de la combustion, les hydrocarbures constituants ont mieux brûlé. L'explication en est que plus de 60% de la totalité des atomes de carbone de la molécule moyenne du combustible *B* sont de nature paraffinique, et le fractionnement chromatographique a permis de séparer nettement environ 70% de la quantité d'hydrocarbures à caractère paraffino-naphténique, qui, dans les conditions initiales de la combustion, s'évaporeront, évidemment, les premiers.

Le nombre moyen total de deux cycles et demi seulement ainsi que les valeurs assez réduites des composants paraffiniques rendent difficile la combustion du combustible *A*.

BIBLIOGRAFIE

1. JARNENCOV, LIBEROV, *Arderea gudronului şi a amestecului viscos de gudron şi păcură, la focarele cuptoarelor unei instalaţii de prelucrare a ţiţeiului.* Buletinul de energetică, *10*, 15–30 (1955).
2. THRING, HOLLIDAY, *Radiation from flames in a small scale oil fired flames.* Journ. Inst. of. Fuel, *3* (1957).
3. J. M. BÉER, *International Flame Research Foundation. Some Aspects of the First Trials on Pressure Jet Oil Flames in the Jjmuiden Furnace.* J. Inst. of Fuel, *1* (1962).
4. R. HUBBARD, J. Inst. of Fuel, *7* (1959).
5. M. LÉVÊQUE, Journ. Inst. Français du Pétrole, *1* (1954).
6. RIVIÈRE, *The Influence of Mixing Conditions on Flame Characteristics-Performance Trials VI carried out on Original Furnace-Jjmuiden.* J. Inst. of Fuel, *10* (1957).
7. — *Conduct of the trials and their results.* J. Inst. of Fuel, *1* (1956).
8. THRING, HOLLIDAY, J. Inst. of Fuel, *3* (1957).

9. MICHAUD, MONNOT, *Le Comité d'Etudes sur les rayonnement des flammes.* Rev. de l'Inst. Français du Pétrole, *9* (1954).
10. F. ROSSINI, *Hydrocarbons from petroleum.* Reinhold Publishing Corporation, New York, 1953.
11. WATTERMAN, VLUGTER, VAN WESTEN, J. Inst. Petroleum Technology, *18*, 735 (1932); *21*, 661 (1935).
12. LIPKIN, MARTIN, KURTZ, Ind. Eng. Chem. anual, *18*, 3761 (1946).
13. HAZELWOOD, NICHOLS, Anal. Chem., *26*, 1 063 (1954).
14. WATTERMAN, GEELEN, WESTERDYK, Journ. Inst. Petroleum Technology, 397 (1957).
15. TADEMA, Metoda descrisă de Van Ness și Van Westen în: „Aspects of the Constitution of mineral oils" (1951).
16. C. CREANGĂ, FL. DUMITRESCU și colab., Lucrările Institutului de petrol și gaze, **II** (1957).
17. V. GHIA, I. SPAHIU, S. MOLFETTA, E. FERCALĂ, *Experimentări privind arderea combustibililor lichizi în injectoare funcționînd cu aer de joasă presiune*, Bibl. Inst. de energetică (1961).
18. V. GHIA, I. SPAHIU, E. FERCALĂ, *Influența viscozității asupra proprietăților de ardere a combustibililor lichizi.* St. cerc. energ., *2* (1962).

CARACTERISTICILE ARDERII ÎN FOCARELE TUNEL LA FOLOSIREA STABILIZATORILOR ELICOIDALI

DE

N. ANTONESCU

1. ASPECTE GENERALE

Arderea în curent turbionar, realizată prin folosirea unor stabilizatori elicoidali, prezintă o mare importanță tehnică, deoarece în prezent este una din cele mai răspîndite metode de stabilizare și de intensificare a arderii în focare.

Astfel se explică faptul că în ultima vreme au fost realizate multe arzătoare turbionare, practic pentru toate tipurile principale de focare, arzătoare care, judecînd după caracteristicile lor prezentate în literatură, oferă avantaje deosebite din punctul de vedere al indicilor funcționali.

Cu toată importanța ei, arderea turbionară nu a fost încă suficient studiată sub aspectul relațiilor de calcul. Au fost făcute cercetări sistematice în special în ceea ce privește mișcarea elicoidală a unui fluid într-o conductă cilindrică, mișcarea elicoidală avînd multe aplicații și în afara domeniului arderii. În schimb, mișcarea elicoidală în prezența unui front de flacără nu a făcut obiectul unor cercetări aprofundate.

Plecînd de la ecuațiile generale ale cîmpului de viteze și presiuni în condițiile unui curent cu turbion axial simetric, Liahovski [1] deduce o serie de relații generale pentru viteza axială, viteza tangențială și presiunea în diverse secțiuni în lungul jetului.

$$W_a = \frac{2\,\alpha^2}{\left(1+\frac{1}{4}\,\alpha^2\,\eta^2\right)^2}\cdot\frac{1}{x} - \frac{1}{2}\,\beta\,\alpha^2\,\frac{1-3/4\cdot\alpha^2\,\eta^2}{(1+1/4\cdot\alpha^2\eta^2)^3}\cdot\frac{1}{x^2}, \qquad (1)$$

$$W_t = \gamma\frac{\alpha.\,\eta}{\left(1+\frac{1}{4}\,\alpha^2\,\eta^2\right)^2}\cdot\frac{1}{x^2}, \qquad (2)$$

$$p = -\frac{2}{3}\,\rho\,\gamma^2\,\frac{1}{\left(1+\frac{1}{4}\,\alpha^2\,\eta^2\right)^3}\,\frac{1}{x^4}, \qquad (3)$$

unde

$$\eta = \frac{R}{x\sqrt{\nu}}, \quad \alpha = \sqrt{\frac{3I}{16\pi A}}, \quad A = K\rho D W_{a_0}, \quad \gamma = \frac{16\alpha M}{16\pi A\sqrt{\frac{A}{\rho}}},$$

K şi β constante ale turbulenţei, respectiv ale turbionării, determinate experimental.

În formulele de mai sus

W_a — este viteza axială;

W_{a_0} — viteza axială pe axa curentului;

W_t — viteza tangenţială;

p — presiunea statică;

x — coordonata axială;

ρ, ν — densitatea, respectiv viscozitatea cinematică a fluidului;

η, R — coordonata radială;

I, M — impulsul, respectiv momentul cantităţii de mişcare a curentului.

Se remarcă în formulele de mai sus, că rezultă pentru vitezele tangenţiale o distribuţie pe secţiune de forma $W_t \cdot \eta^3 = \text{const.}$ spre deosebire de formulele curente în care se acceptă o distribuţie de forma $W_t \cdot \eta = \text{const.}$ Este important de menţionat că în lucrare se acceptă ca parametru caracteristic unei curgeri elicoidale mărimea

$$\Omega = \frac{M}{I \cdot \frac{d}{4}} \tag{4}$$

parametru care cuprinde de fapt cele trei mărimi caracteristice ale curentului.

Urmărind problema repartiţiei presiunii şi temperaturii în curentul elicoidal, J. P. Holman şi G. D. Moore [2] utilizînd ecuaţiile bilanţului energetic şi transformărilor politrope, determină o distribuţie a vitezelor tangenţiale în curent de forma $W_t \cdot R^n = \text{const.}$ unde pentru n, din date experimentale, se dă valoarea $n = 0{,}68$.

Trebuie de fapt să admitem că este mai real să nu se dea o dependenţă $W_t - \eta$, din moment ce exponentul coordonatei radiale variază între 0,68 şi 3, după condiţiile de experimentare. O analiză documentată în acest sens o prezintă St. Zarea [3] care, din cercetări proprii şi din prelucrarea rezultatelor obţinute de A. Fortier [4], indică următoarea dependenţă $W_t - \eta$, funcţie de unghiul de turbionare θ_0 — format între viteza rezultantă şi axa conductei într-un punct din apropierea peretelui

— pentru $\theta_0 < 10°$, $W_t = \text{const.}\ \eta$;

— pentru $10° < \theta_0 < 25°$ mişcarea evoluează între legile $W_t = \text{const.} \cdot \eta$ şi $W_t \cdot \eta = \text{const.}$;

— pentru $\theta_0 > 25°$ la $\eta = 0 \div 0{,}15$ $W_t = \text{const.} \cdot \eta$,
la $\eta = 0{,}15 \div 0{,}40$ W_t trece prin maxim,
la $\eta = 0{,}4 \div 1$ $W_t \cdot \eta = \text{const.}$

Ca formule de calcul se dau în lucrare expresiile pentru W_t, W_a şi $\operatorname{tg}\theta$ funcţie de mai multe constante care se determină dintr-o curbă experimentală ridicată pentru curentul respectiv

$$W_t = K \cdot \eta^m (1-\eta)^p \cdot e^{-\delta\eta}, \tag{5}$$

$$W_a = W_{a_0} (1-\eta)^n \cdot e^{-\varepsilon\eta}, \tag{6}$$

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{K}{W_{a_0}} \cdot \eta^m (1-\eta)^{p-n} \cdot e^{-(\delta+\varepsilon)\eta}, \tag{7}$$

unde K, m, p, δ, n, ε, sînt constante.

Relaţiile de mai sus satisfac condiţiile reale la limită

$$\eta = 0 \longrightarrow W_t = 0, \quad W_a = W_{a_0},$$
$$\eta = 1 \longrightarrow W_t = W_a = 0.$$

Avantajul formulelor prezentate este de a corespunde bine cu datele experimentale, cu atît mai mult cu cît 6 constante caracteristice sînt determinate tocmai din aceste date. Dificultatea aplicării lor consistă în primul rînd în necesitatea de a ridica o curbă experimentală şi apoi de a calcula constantele din formule; ambele operaţii sînt foarte laborioase.

Cercetări experimentale asupra arderii în curent turbionar au fost făcute de F. A. Lyle şi G. A. Lloyd [5] care însă rămîn la considerente generale deoarece aparatura lor de cercetare nu permitea rezolvarea fondului problemei. O cercetare amănunţită a arderii în curent turbulent a fost făcută de H. Iida [6] care admite că într-un curent liniar de amestec care arde va apare o componentă rotaţională a gazelor de ardere. Caracterizînd rotaţia printr-o funcţie de curent Ψ şi printr-o circulaţie ω obţine pentru curentul de gaze arse o relaţie de forma:

$$\frac{\rho_0}{\rho}\omega = T\frac{dS}{d\Psi} - \frac{dI}{d\Psi} \tag{8}$$

unde S este entropia şi I entalpia gazelor de ardere. Dezvoltînd mai departe formulele se ajunge la determinarea profilului frontului de flacără, profil care nu diferă mult de acela găsit pentru flăcări în curgeri liniare. Autorul nu rezolvă însă problema mai importantă, aceea a caracteristicilor frontului de flacără în cazul cînd şi curentul de amestec proaspăt intră cu o mişcare elicoidală în focarul tunel.

2. CALCULUL ARDERII ÎN CURENT TURBIONAR

Comparativ cu arderea în curent liniar, prezentată într-o lucrare anterioară [7], arderea în curent turbionar prezintă mai multe particularităţi de care trebuie să se ţină seama în descrierea procesului,

a) existența unei viteze tangențiale în cîmp;
b) presiunea statică nu e constantă pe secțiune;
c) densitatea fluidului este variabilă pe secțiune.

Se admite ca simplificare, că vitezele radiale, fiind mici în cazul curentului mărginit în tuburi, pot fi neglijate. În ceea ce privește influența

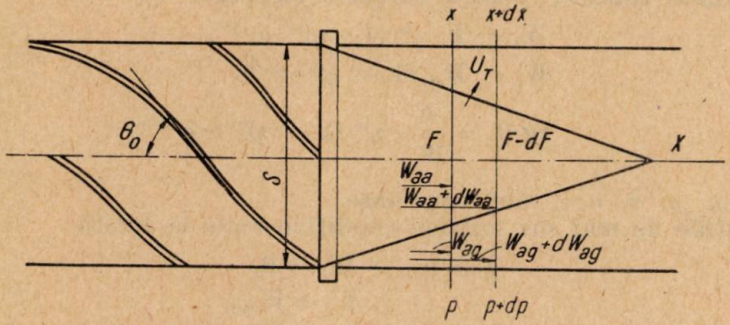


Fig. 1. — Focarul tunel cu stabilizare periferică.

vitezei tangențiale asupra condițiilor de apariție a frontului flăcării se va face ipoteza, verificată de altfel experimental, că momentul cantității de mișcare, M, a curentului este constantă în lungul axei tunelului

$$M = 2\pi\rho \int_0^R R^2 W_a W_t \, dR = \text{const.} \tag{9}$$

Condiția inițială de cea mai mare importanță este alegerea sistemului de stabilizare. Cum în cazurile practice această stabilizare se face periferic (cu ajutorul unor obstacole așezate pe circumferința interioară a focarului tunel), focarul tunel care se calculează va avea, într-o secțiune oarecare, dispusă o sursă periferică circulară de aprindere. Aceasta funcționează în regim, de exemplu, prin recircularea continuă a unei cantități oarecare de gaze fierbinți din zona produselor de ardere.

În figura 1, este prezentat schematic focarul studiat.

Focarul funcționează cu amestec prealabil omogeneizat, astfel cum rezultă în general din omogeneizatorul arzătoarelor.

Cu aceste date inițiale, suplimentare, scriind ca și în cazul curentului liniar ecuațiile pentru două secțiuni vecine perpendiculare pe axa tunelului (x și $x + dx$) se obțin următoarele ecuații:

Ecuația conservării masei

$$\int_0^F \rho_a W_{aa} \, dF + \int_F^S \rho_g W_{ag} \, dF = \int_0^{F-dF} \rho_a (W_{aa} + dW_{aa}) \, dF + \int_{F-dF}^S \rho_g (W_{ag} + dW_{ag}) \, dF, \tag{10}$$

ecuație care privește numai componentele axiale ale cîmpului.

S-a notat cu

ρ_a, ρ_g — densitatea amestecului combustibil, respectiv a gazelor de ardere,

W_{aa}, W_{ag} — viteza axială a amestecului inițial, respectiv a gazelor de ardere,

S — suprafața secțiunii tunelului,

F — suprafața secțiunii ocupată de amestecul combustibil în tunel.

Ecuația impulsului, ecuație care privește de asemenea numai componentele axiale ale cîmpului de viteze va fi

$$\int_0^S p\,\mathrm{d}F - \int_0^S (p + \mathrm{d}p)\,\mathrm{d}F = \int_0^{F-\mathrm{d}F} \rho_a (W_{aa} + \mathrm{d}W_{aa})^2\,\mathrm{d}F + \int_{F-\mathrm{d}F}^S \rho_g (W_{ag} + \mathrm{d}W_{ag})^2\,\mathrm{d}F - \left[\int_0^F \rho_g W_{aa}\,\mathrm{d}F + \int_F^S \rho_g W_{ag}^2\,\mathrm{d}F\right]. \tag{11}$$

Ca și pentru curentul liniar se va defini proporția de gaze arse în secțiune, R, care, fiind determinată dintr-o relație de debite masice, afectează numai vitezele axiale

$$R = \frac{\int_F^S \rho_g W_{ag}\,\mathrm{d}F}{\int_0^{S_0} \rho_a W_{aa_0}\,\mathrm{d}F}. \tag{12}$$

În ecuația conservării energiei vor apare și energiile cinetice respective ale vitezelor tangențiale și creșterii acestora, atît la gazele combustibile cît și la gazele arse

$$(1-R)\left[C_{pa}T_a + \frac{A}{2g}\frac{\int_0^F (W_{aa}^2 + W_{ta}^2)\,\mathrm{d}F}{F}\right] + \left[\frac{A}{2g}\frac{\int_F^S (W_{ag}^2 + W_{tg}^2)\,\mathrm{d}F}{S-F} + C_{pg}^{\cdot}T_g\right]R + \mathrm{d}Q = [1-(R+\mathrm{d}R)]\left[C_{pa}T_a + \frac{A}{2g}\frac{\int_0^{F-\mathrm{d}F}[(W_{aa}+\mathrm{d}W_{aa})^2 + (W_{ta}+\mathrm{d}W_{ta})^2]\,\mathrm{d}F}{F-\mathrm{d}F}\right] + \left[\frac{A}{2g}\frac{\int_{F-\mathrm{d}F}^S [(W_{ag}+\mathrm{d}W_{ag})^2 + (W_{tg}+\mathrm{d}W_{tg})^2]\,\mathrm{d}F}{S-(F-\mathrm{d}F)} + C_{pg}T_g\right](R+\mathrm{d}R). \tag{13}$$

Ecuațiile suplimentare necesare determinării necunoscutelor noi (creșterile vitezelor tangențiale dW_{ta} și dW_{tg}) vor fi:

Ecuația momentului cantității de mișcare, care se scrie, ținînd seama de formula (9) în care se face schimbarea de variabilă $\pi R^2 = F$, astfel

$$M = \int_0^F \rho\, W_a\, W_t \cdot 0{,}564 \sqrt{F}\, dF, \tag{14}$$

$$\int_0^F \rho_a\, W_{aa}\, W_{ta} \sqrt{F}\, dF + \int_F^S \rho_g\, W_{ag}\, W_{tg} \sqrt{F}\, dF =$$

$$= \int_0^{F-dF} \rho_a (W_{aa} + dW_{aa})(W_{ta} + dW_{ta}) \sqrt{F}\, dF + \tag{15}$$

$$+ \int_{F-dF}^S \rho_g (W_{ag} + dW_{ag})(W_{tg} + dW_{tg}) \sqrt{F}\, dF.$$

De menționat că, avînd în vedere schimbarea de variabilă făcută în formula (14), notația F în formula (15) corespunde variabilei de suprafață a cărei diferențială este dF.

A doua ecuație suplimentară este legătura între creșterea vitezei axiale și celei tangențiale la o cădere de presiune $-\Delta p$

$$d(W_{tg})^2 = -\frac{2dp}{\rho_g} - d(W_{ag})^2, \tag{16}$$

relație care arată că W_{tg} nu variază independent de W_{ag}.

Ecuația conservării masei amestecului proaspăt este

$$\int_0^F \rho_a\, W_{aa}\, dF = \int_0^{F-dF} \rho_c (W_{aa} + dW_{aa})\, dF + \rho_a\, u_T \cdot 3{,}54 \sqrt{F}\, dx, \tag{17}$$

iar ecuația energiei pentru acest curent este

$$-dp = \frac{1}{2} \rho_a [d(W_{aa})^2 + d(W_{ta})^2]. \tag{18}$$

Ecuațiile (10), (11), (13), (15), (16), (17), (18) împreună cu ecuația de echivalență între R și Q

$$dR = \frac{1}{Q_0} dQ, \tag{19}$$

constituie sistemul de 8 ecuații cu 9 necunoscute, dintre care una este parametru:

$$W_{aa},\ W_{ag},\ W_{ta},\ W_{tg},\ p,\ F,\ Q,\ R,\ x.$$

Efectuînd unele transformări și aproximări asupra ecuațiilor de mai sus și notînd pentru simplificare integrala unor mărimi prin valorile

medii respective, de exemplu : $\int_0^F \rho_a W_{aa}\, dF \equiv F\,(\overline{\rho_a W_{aa}})$, se obține următorul sistem de ecuații diferențiale :

Din ecuația (10)

$$dF\,[(\overline{\rho_g W_g}) - (\overline{\rho_a W_a})] + \bar{\rho}_g (S - F)\, dW_{ag} + \bar{\rho}_a F\, dW_{aa} = 0. \tag{20}$$

Din ecuația (11)

$$-S\, dp = dF\,[(\overline{\rho_g W_{ag}})^2 - (\overline{\rho_a W_{aa}})^2] + 2\,(\overline{\rho_a W_{aa}})\, F\, dW_{aa} + 2\,(\overline{\rho_g W_{ag}})\,(S - F)\, dW_{ag}. \tag{21}$$

Din ecuația (13)

$$dQ = dR\left[\frac{A}{2g}\,(\overline{W}^2_{ag} + \overline{W}^2_{tg} - \overline{W}^2_{aa} - \overline{W}^2_{ta}) + C_{pg}\, T_g - C_{pa}\, T_a\right] + 2\,\frac{A}{2g}\,(1 - R)\,[\overline{W}_{aa}\, dW_{aa} + \overline{W}_{ta}\, dW_{ta}] + 2\,\frac{A}{2g}\,R\,[\overline{W}_{ag}\, dW_{ag} + \overline{W}_{tg} \cdot dW_{tg}]. \tag{22}$$

Din ecuația (15)

$$\bar{\rho}_a\,(\overline{W}_{ta}\, dW_{aa} + \overline{W}_{aa}\, dW_{ta})\, F^{3/2} + \bar{\rho}_g\,(\overline{W}_{tg}\, dW_{tg} + \overline{W}_{ag}\, dW_{tg})\,(S^{3/2} - F^{3/2}) = 0. \tag{23}$$

Din ecuația (16)

$$-\frac{dp}{\rho_g} = \overline{W}_{tg} \cdot dW_{tg} + \overline{W}_{ag}\, dW_{ag}. \tag{24}$$

Din ecuația (17)

$$\bar{\rho}_a F\, dW_{aa} - (\overline{\rho_a W_{aa}})\, dF + 3{,}54\, u_T\, \bar{\rho}_a \sqrt{F}\, dx = 0. \tag{25}$$

Din ecuația (18)

$$-\frac{dp}{\bar{\rho}_a} = \overline{W}_{aa}\, dW_{aa} + \overline{W}_{ta}\, dW_{ta} \tag{26}$$

și ecuația (19)

$$dR = \frac{1}{Q_0}\, dQ. \tag{27}$$

Din cele 9 necunoscute, care figurează în cele 8 ecuații (20)—(27) se alege un parametru, de exemplu valoarea coordonatei x și după rezol-

varea sistemului, fie cu maşina analogică de calcul, fie prin metoda creşterilor finite, se exprimă rezultatele sub formă de relaţii de tipul

$$\begin{aligned} F &= f(x), \\ P &= f(x), \\ Q &= f(x). \end{aligned} \tag{28}$$

Cunoaşterea pentru cazurile practice ale acestor 3 relaţii permite calculul complet al oricărei instalaţii de focar tunel.

Pentru rezolvarea ecuaţiilor este necesară cunoaşterea în secţiunea iniţială a cîmpului de viteze axiale şi tangenţiale, precum şi variaţia presiunii pe secţiune. Aceste date se obţin fie din măsurători prealabile aerodinamice, fie aplicînd pentru curentul respectiv formulele (5) şi (6) cu constantele determinate pentru un caz similar. În ceea ce priveşte cîmpurile de viteze şi presiuni ale gazelor de ardere, acestea nu intervin în formule decît sub formă de valori medii, astfel că nu este necesară cunoaşterea valorilor precise în fiecare punct.

Trebuie menţionat, de asemenea, că valorile iniţiale ale vitezelor gazelor de ardere în primul moment al apariţiei lor în secţiunea $x = 0$ sînt

$$\overline{W_{ag_0}} = \frac{1}{\bar{\rho}_g} \overline{(W_{aa}\rho_a)_0} \tag{29}$$

şi

$$\overline{W_{tg_0}} = \frac{1}{\bar{\rho}_g} \overline{(W_{ta}\rho_a)_0}, \tag{30}$$

astfel cum rezultă din trecerea la limită a relaţiilor de tipul (10), (16) şi (18) pentru $x = 0$.

Introducerea, ca în cazul curentului liniar [7] a unor corecţii privind grosimea finită a frontului de flacără şi schimbul de căldură dintre pereţii focarului şi gazele din interior, este practic imposibilă deoarece conduce la sisteme de ecuaţii ce nu pot fi rezolvate.

3. CERCETĂRI EXPERIMENTALE

3.1. *Obiective.* Cercetările experimentale au urmărit determinarea vitezei de ardere în cazul cînd amestecul iniţial are o mişcare elicoidală cu un unghi caracteristic iniţial $\theta_0 = 30 \div 60°$.

Prin unghiul caracteristic al mişcării elicoidale se înţelege unghiul format între viteza curentului şi axa conductei într-un punct din apropierea peretelui. În aplicaţiile practice, caracterizarea mişcării turbionare prin acest unghi este cea mai indicată.

Cunoașterea vitezei de ardere este necesară pentru rezolvarea sistemului de ecuații (20)÷(27) deoarece intervine în formula (25).

Cercetările experimentale au urmărit și găsirea unei metode practice de calcul a focarelor tunel, bazată pe date experimentale. Este de reținut faptul că pentru o mișcare elicoidală oarecare, definită printr-un anumit unghi θ_0 ca și în cazul curgerii liniare, frontul de flacără va avea o formă caracteristică. Dacă se trasează curba frontului de flacără în coordonatele $\frac{F}{F_{max}} = f\left(\frac{x}{x_{max}}\right)$, aceasta este independentă de viteza inițială a amestecului combustibil, deci independentă de regimul de lucru al focarului.

Pe de altă parte, cunoașterea vitezei de ardere permite determinarea suprafeței totale a frontului de flacără A, deoarece există relația

$$\int \overline{W_{aa_0}} = A\, u_T\,, \tag{31}$$

sau

$$A = S\,\frac{\overline{W_{aa_0}}}{u_T}\,.$$

Cunoscînd cele două elemente: suprafața frontului de flacără și forma lui, se poate trasa apoi pentru cazul practic, curba frontului de flacără în focar.

Celelalte elemente de calcul se deduc în continuare astfel:

— cantitatea de căldură degajată în diverse porțiuni prin ardere, ΔQ, este

$$\Delta Q = \rho_a\, u_T\, Q_0 \cdot \Delta A\,, \tag{32}$$

unde Q_0 este căldura degajată prin arderea unității de masă a combustibilului;

— viteza axială medie a curentului de amestec combustibil este într-o secțiune oarecare x

$$(\overline{W_{aa}})_x = \frac{1}{F_x}\,(\overline{W_{aa_0}}\,S - u_T\,A_{(0-x)})\,; \tag{33}$$

— viteza axială medie a curentului de gaze de ardere în aceeași secțiune x este

$$(\overline{W_{ag}})_x = \frac{1}{S - F_x}\,\frac{\bar{\rho}_a}{\bar{\rho}_g}\,(\overline{W_{aa_0}}\,S - \overline{W_{aa_x}} \cdot F)\,; \tag{34}$$

— lungimea necesară focarului va fi egală, sau mai mare decît lungimea frontului de flacără, x_{max}.

3.2. *Instalația experimentală.* Instalația experimentală prezentată în figura 2, constă din sistemul de debitare, măsurare și reglare a debitelor necesare de aer și gaz metan, din sistemul de omogeneizare a amestecului, din stabilizatorii de flacără, tuburile de experiență și aparatajul de măsură.

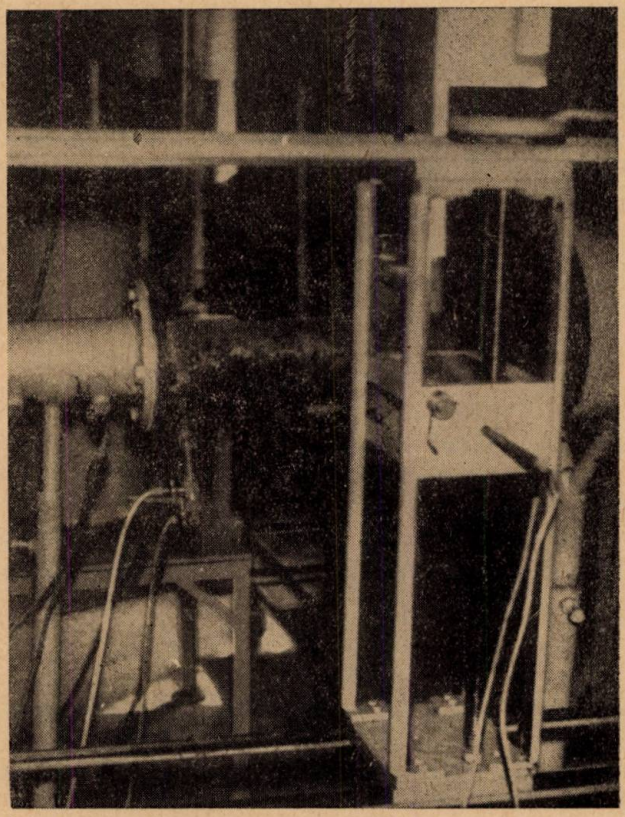
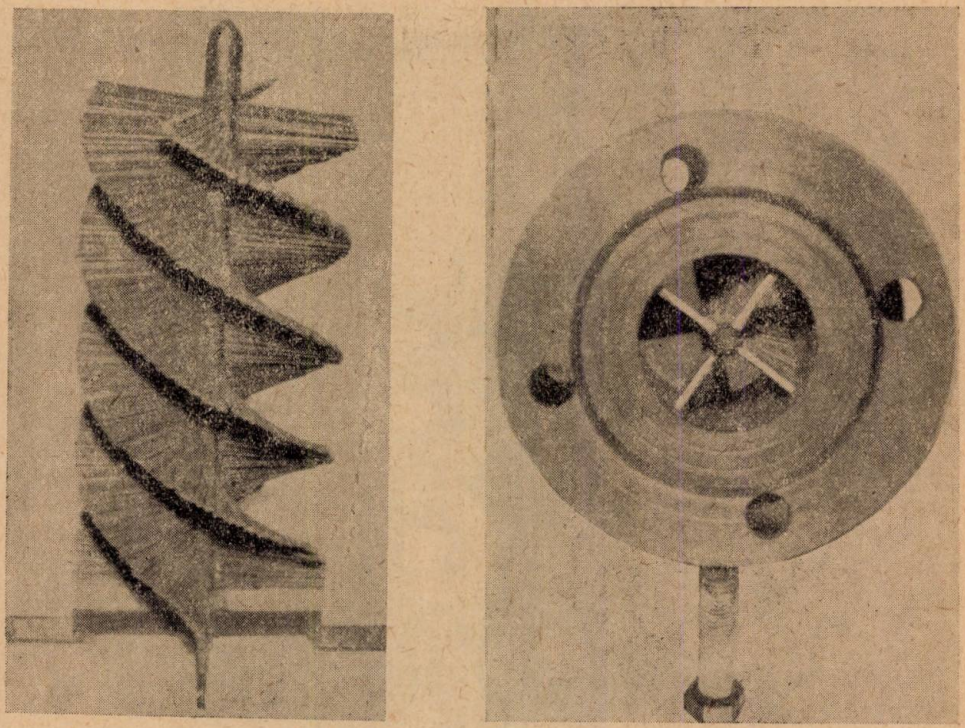


Fig. 2. — Ansamblul instalației experimentale.

Aerul se debitează printr-o suflantă și trece în tubulatura de măsurare a debitului. La capătul acestei tubulaturi se află locul de introducere a gazului metan în omogeneizatorul de tip stea cu găuri. Din experiențele anterioare [8] a rezultat că acest tip de omogeneizator dă un amestec practic perfect, lucru verificat și în actualele cercetări.

Urmează în alcătuirea instalației un tronson cu diametrul 100 mm în care se poate introduce sistemul de turbionare. Între acest tronson și tubul focar de experiență se pot introduce stabilizatorii.

Sistemul de turbionare este construit din multe palete cu 4 aripi, realizate din tablă de 1 mm, aşezate una peste alta pe o tije centrală (fig. 3). Paletele pot fi astfel aşezate încît să creieze în ansamblu un corp de turbionare a cărui unghi să fie reglabil după necesităţi.



a *b*

Fig. 3. — Corp de turbionare; *a* — vederea corpului de turbionare; *b* — corpul de turbionare montat.

Reglarea unghiului corpului de turbionare se face cu dispozitivul prezentat în figura 4. Acest dispozitiv permite pe de o parte fixarea corpului de turbionare astfel încît axul lui să fie paralel cu axul culisei măsurătorului, în acelaşi timp fiind posibilă şi rotirea turbionatorului în jurul axului său, pe de altă parte permite instalarea paletei culisei la un unghi dorit faţă de axul sistemului. Aşezarea corpului de turbionare la unghiul necesar se face prin deplasarea paletelor lui pînă ce ele se aşază perfect pe paleta culisei.

Tuburile focare utilizate în cercetările experimentale au fost:

a) Tubul pentru experimentări la rece, de determinarea cîmpurilor de viteze, executat din plexiglass cu dimensiunile $\varnothing = 102$, $l = 900$

(fig. 5). Pe o generatoare a acestui tub sînt prevăzute găuri de introducere a sondei de măsurat, găuri care pot fi astupate cu dopuri de aluminiu. Distribuția găurilor, începînd cu secțiunea de prindere a tubului este : 20, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300...800, 850 mm.

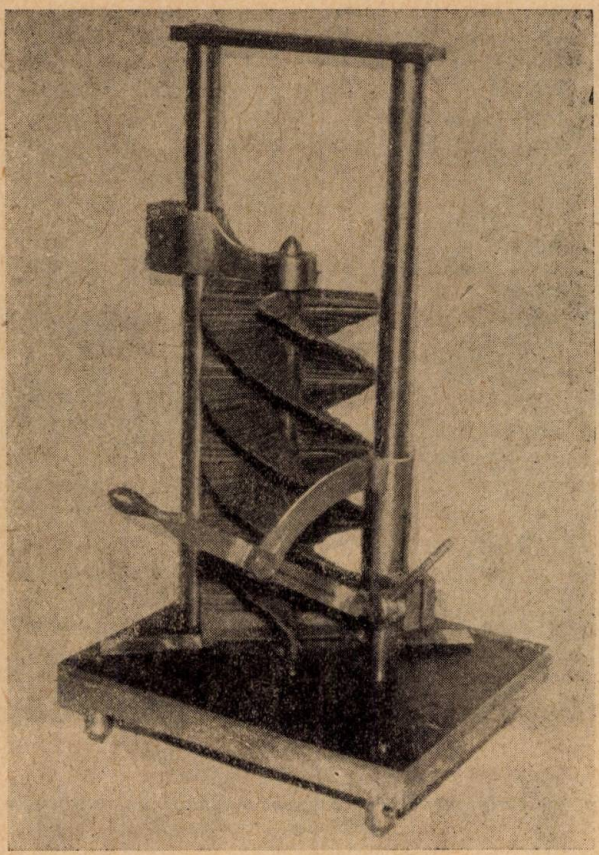


Fig. 4. — Dispozitivul de așezare la unghiul θ a corpului de turbionare.

b) Tubul pentru experimentări la cald, în determinarea fronturilor de flacără scurte, este un tub răcit după zona de măsură, iar în zona de măsură are două ferestre din geam de cuarț prin care se poate urmări flacăra. Găurile de introducere a sondelor sînt distanțate la pasul $S=15$ mm începînd de la secțiunea de prindere. Tubul este prezentat în figura 6.

c) Tubul pentru experimentări la cald, în determinarea fronturilor de flacără cu lungimi mari, este un tub nerăcit, cu găuri de introducere a sondelor distanțate la pasul $S = 50$. Găurile de sondă prin care nu se fac măsurători se astupă cu bușoane filetate.

Tuburile de experienţe au fost prevăzute cu stabilizatori periferici. S-a utilizat un stabilizator periferic inelar (fig. 7 *a*) care stabilizează flacăra

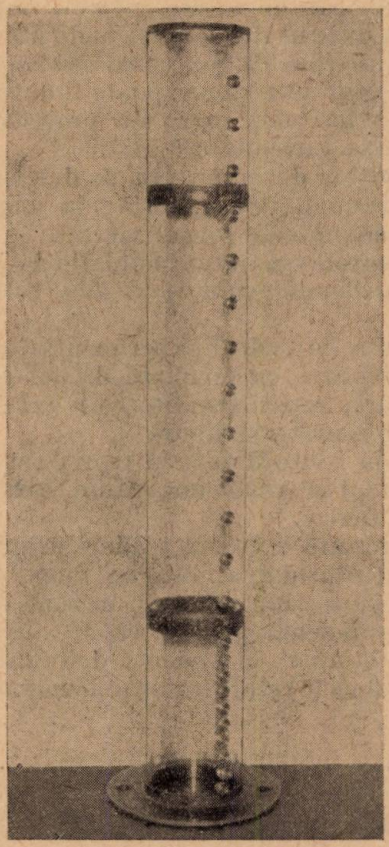


Fig. 5. — Tubul experimental pentru măsurători la rece.

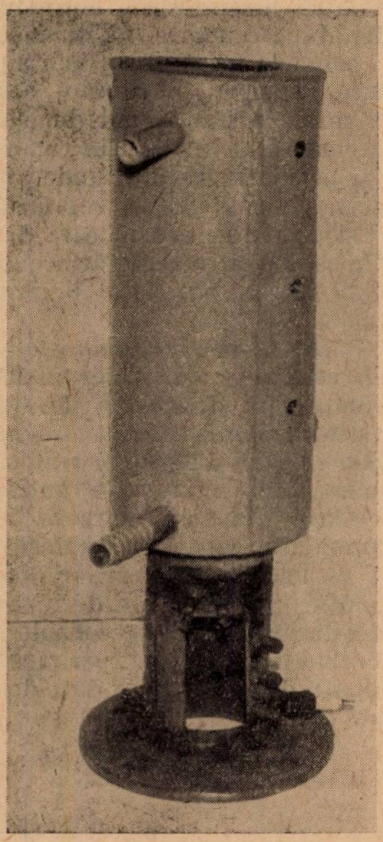
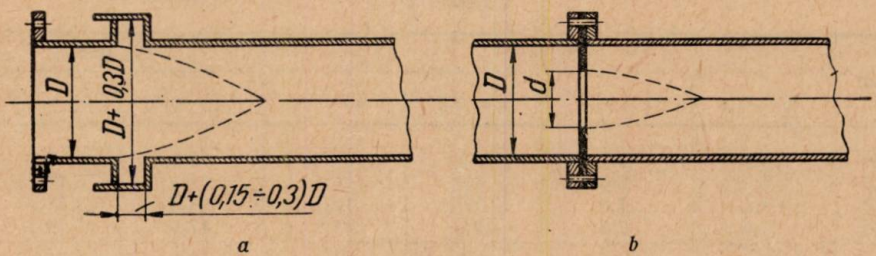


Fig. 6. — Tubul experimental în măsurători la cald.

pe un cerc avînd diametrul egal cu al focarului şi diafragme stabilizatoare (fig. 7 *b*) cu diametrul relativ $d/D = 0{,}4$; 0,6 şi 0,8.



a *b*

Fig. 7. — *a*) Stabilizatorul periferic inelar; *b*) Diafragma stabilizatoare.

Ca aparatură de măsură specială, s-a utilizat în măsurătorile cîmpului de viteze la rece o microsondă direcțională de viteză cu cap semisferic și 5 prize de presiune.

Pentru măsurătorile cîmpului turbionar de viteze, poziția inițială a sondei, după centrarea ei, se fixează în centrul turbionului unde direcția vitezei coincide cu direcția axului tubului ($\beta = 0°$). S-a constatat că față de centrul geometric al tubului, centrul jetului turbionar poate fi deplasat cu $\pm$ 2 mm. În cazul cînd deplasarea a fost mai mare s-a procedat la o nouă centrare a tubului în raport cu axa turbionatorului.

La periferia tubului, unde există viteze de întoarcere, se determină cu precizie sensul vitezei comparînd presiunile P_1 măsurate la unghiul $\beta = 0°$ și $\beta = 180°$. Sensul care dă P_1 maxim este sensul vitezei.

Ca bază pentru cercetările experimentale s-a folosit instalația descrisă mai sus, iar ca poziție a unghiului turbionatorului s-au ales valorile $\theta_0 = 30$, 45 și 60°.

3.3. *Rezultatele experimentale la rece.* În cadrul experimentărilor la rece s-a urmărit, pentru corpul de turbionare cu înclinare de 45° și cu tubul focar fără diafragmă de stabilizare, repartiția vitezelor axiale și tangențiale în cîmp. Rezultatele sînt prezentate în figura 8.

Din analiza diagramei rezultă că, în concordanță cu teoria curgerii turbionare vitezele axiale în centrul tubului prezintă un minim care nu conduce însă la apariția curgerii în sens invers.

Momentul cantității de mișcare, prezintă o ușoară scădere în lungul tubului ca urmare a frecărilor care duc la scăderea vitezelor tangențiale și la modificarea profilului de repartiție pe secțiune. Totuși, în zona frontului de flacără, se poate considera cu suficientă precizie că M = const.

Prelucrînd datele experimentale obținute, în vederea determinării unor ecuații de forma celor date de formulele (5) și (6) se obțin următoarele rezultate :

$$W_t = 7{,}17 \cdot 10^5 \, \eta^{6{,}729} (1 - \eta)^{5{,}196} \cdot e^{0{,}146 \cdot \eta} \tag{35}$$

și

$$W_a = 12 \, (1 - \eta)^{0{,}332} \cdot e^{0{,}627 \cdot \eta}. \tag{36}$$

Formulele s-au obținut luînd pentru vitezele tangențiale și axiale valorile medii pe porțiunile $x = 40 \div 160$ pentru diferite valori ale coordonatei relative η. Datele inițiale sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

x mm	W_t m/s				W_a m/s	
	$\eta = 0{,}2$	$\eta = 0{,}4$	$\eta = 0{,}6$	$\eta = 0{,}8$	$\eta = 0{,}6$	$\eta = 0{,}8$
40	4,6	7	9,1	11,25	10,9	9,6
80	4,5	6,8	8,9	10,7	14	12,7
120	4,6	7,6	9,7	12,1	13,2	11,8
160	4,6	7,3	9,5	11,2	13,6	12,4
medie	4,58	7,18	9,3	11,3	12,9	11,6

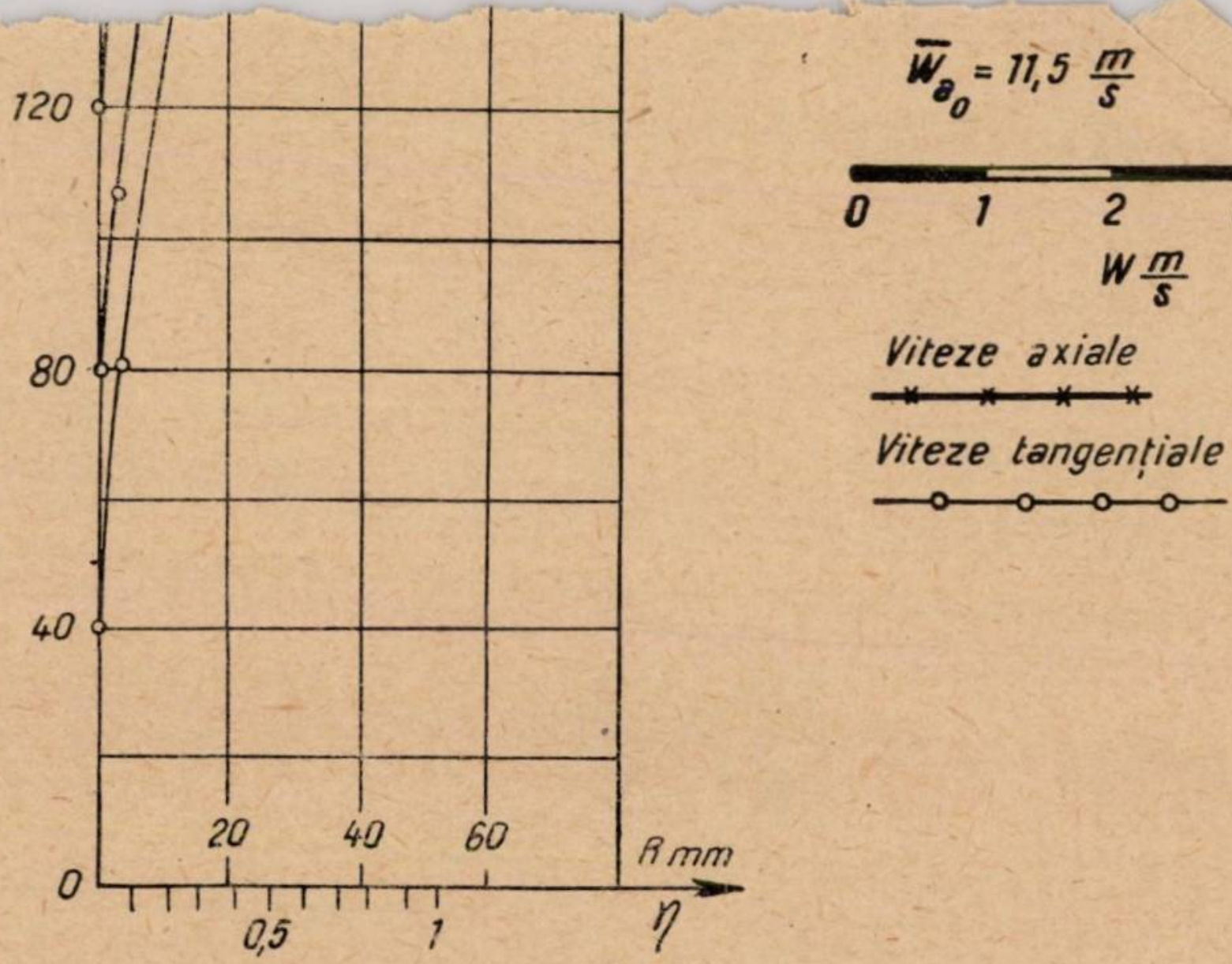


Fig. 8. — Diagrama vitezelor axiale și tangențiale ($\theta = 45°$).

În prezența diafragmelor stabilizatoare cîmpul de viteze este sensibil modificat după cum apare în figura 9.

Modificarea cîmpului de viteze constă în aplatizarea curbei vitezelor axiale ca urmare a măririi vitezei în secțiunea diafragmei și apariția unor viteze de întoarcere la periferia tubului, viteze de întoarcere care sînt însă mult mai mici ca la jetul liniar datorită efectului puternic de destindere a venei caracteristic curgerii turbionare.

3.4. *Rezultatele experimentale la cald.* În experimentările la cald s-a urmărit determinarea poziției și mărimii frontului de flacără pentru mai multe regimuri de funcționare experimentate, regimuri care au fost repetate pentru fiecare din valorile caracteristice ale unghiului de turbionare : $\theta_0 = 30, 45, 60°$.

Rezultatele experimentărilor sînt prezentate în figura 10 sub forma unor curbe care arată poziția frontului de flacără în focar.

Din analiza curbelor rezultă că pe măsură ce se mărește unghiul de turbionare, lungimea și suprafața frontului de flacără scad sensibil.

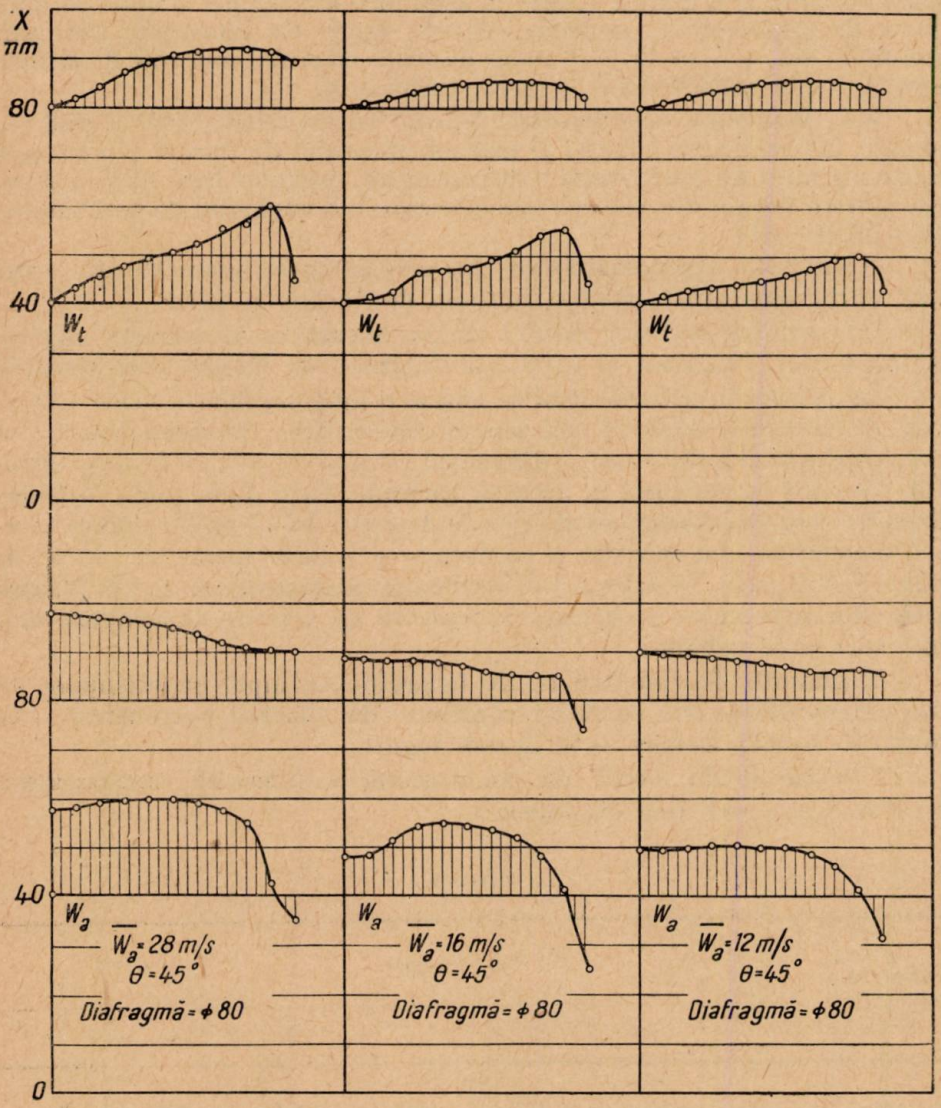
În special, în cazurile cînd se obține o lungime relativ mare a frontului de flacără se observă trei zone caracteristice : în prima zonă, cea din apropierea stabilizatorului, diametrul conului flăcării scade încet datorită vitezelor axiale mari în această porțiune. În a doua zonă, mijlocie, diametrul conului flăcării scade repede deoarece în această porțiune vitezele tangențiale sînt maxime și ca urmare și valorile locale ale vitezei de ardere vor fi mari. În zona a 3-a, cea finală, diametrul conului de flacără scade din nou încet ca urmare a faptului că vitezele tangențiale sînt mici spre axul tubului.

Regimurile de funcționare ale focarului în timpul experiențelor au fost caracterizate prin cantități constante de amestec combustibil — în proporție stoichiometrică — la fiecare regim.

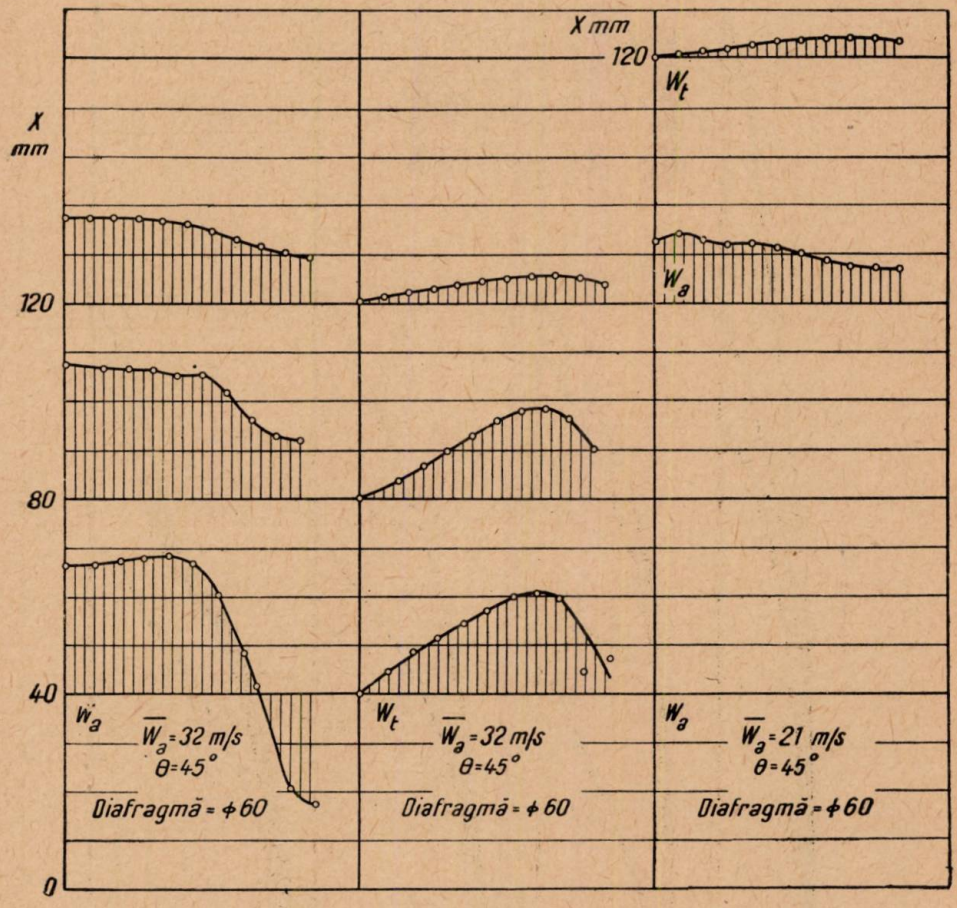
Vitezele medii axiale ale amestecului combustibil, caracteristice fiecărui regim, sînt date în tabela 2.

Tabela 2

d diametru de intrare (mm)	Regim						
	1	2	3	4	5	6	7
40	11,65	23,3	32,5	38,1	46,7	58,3	70
60	5,0	10,35	14,38	16,85	20,7	25,8	31
80	2,92	5,83	8,12	9,52	11,65	14,57	17,5
96	2,03	4,05	5,63	6,61	8,1	10,13	12,15


X
mm
80
40
0
W_t
W_t
W_t
80
40
0
W_a
$\overline{W_a}$ = 28 m/s
θ = 45°
Diafragmă = ϕ 80
W_a
$\overline{W_a}$ = 16 m/s
θ = 45°
Diafragmă = ϕ 80
W_a
$\overline{W_a}$ = 12 m/s
θ = 45°
Diafragmă = ϕ 80

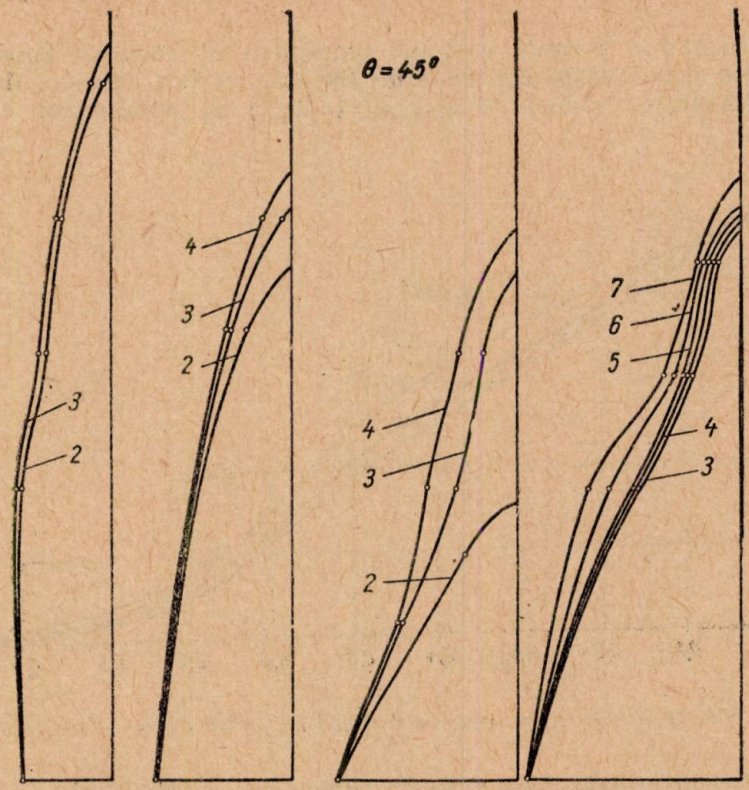
a



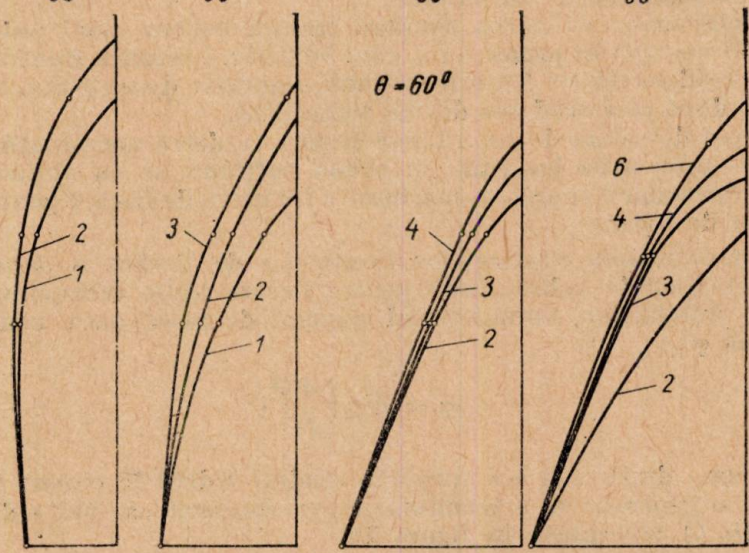
b

Fig. 9. — Cîmpul de viteze pentru $\theta = 45°$ și diafragme cu deschidere relativă $d/D = 0{,}6$ și $0{,}8$.

Fig. 10. — Curbele experimentale de front de flacără.



b $\frac{d}{D} = \frac{40}{96}$ $\frac{60}{96}$ $\frac{80}{96}$ $\frac{96}{96}$



c $\frac{d}{D} = \frac{40}{96}$ $\frac{60}{96}$ $\frac{80}{96}$ $\frac{96}{96}$

Pentru a permite calculul simplificat al focarelor tunel pe baza curbelor generalizate de front de flacără, au fost trasate, după datele experimentale, curbele $F/F_{max} = f(x/x_{max})$ cu parametrul θ (fig. 11).

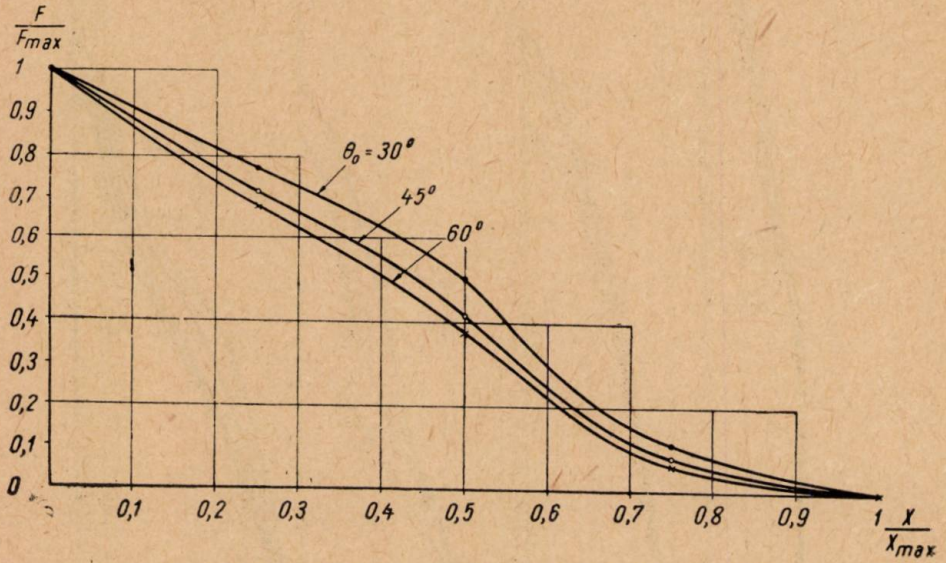


Fig. 11. — Curbele de poziție a frontului de flacără $F/F_{max} = f(x/x_{max})$.

Se constată din analiza acestei diagrame că, admițînd o eroare acceptabilă pentru calculele practice, se poate trasa cîte o curbă pentru fiecare unghi caracteristic de turbionare.

Comparativ cu curba similară trasată pentru cazul arderii în jet liniar, se observă în prima zonă, cam 50% din lungimea frontului de flacără, o scădere relativ lentă a secțiunii, respectiv diametrului, conului de flacără, după care scăderea devine accentuată.

Spre deosebire de jetul liniar în care scăderea accentuată a diametrului conului avea loc chiar în prima porțiune, se va obține în cazul jetului turbionar o suprafață mai mare a frontului de flacără pentru aceeași lungime de focar.

Determinarea suprafețelor fronturilor de flacără a permis calcularea vitezelor de ardere medii pentru fiecare regim corespunzător unui anumit stabilizator. Caracterizînd regimul de funcționare prin factorul de debit φ:

$$\varphi = \overline{W}_{aa} \left(\frac{d}{D}\right)^2, \tag{37}$$

factor care, după cum s-a arătat în studiul arderii în curent liniar [7], permite o generalizare a rezultatelor experimentale, se obțin diagramele $u_T = f(\varphi, \theta)$ prezentate în figura 12.

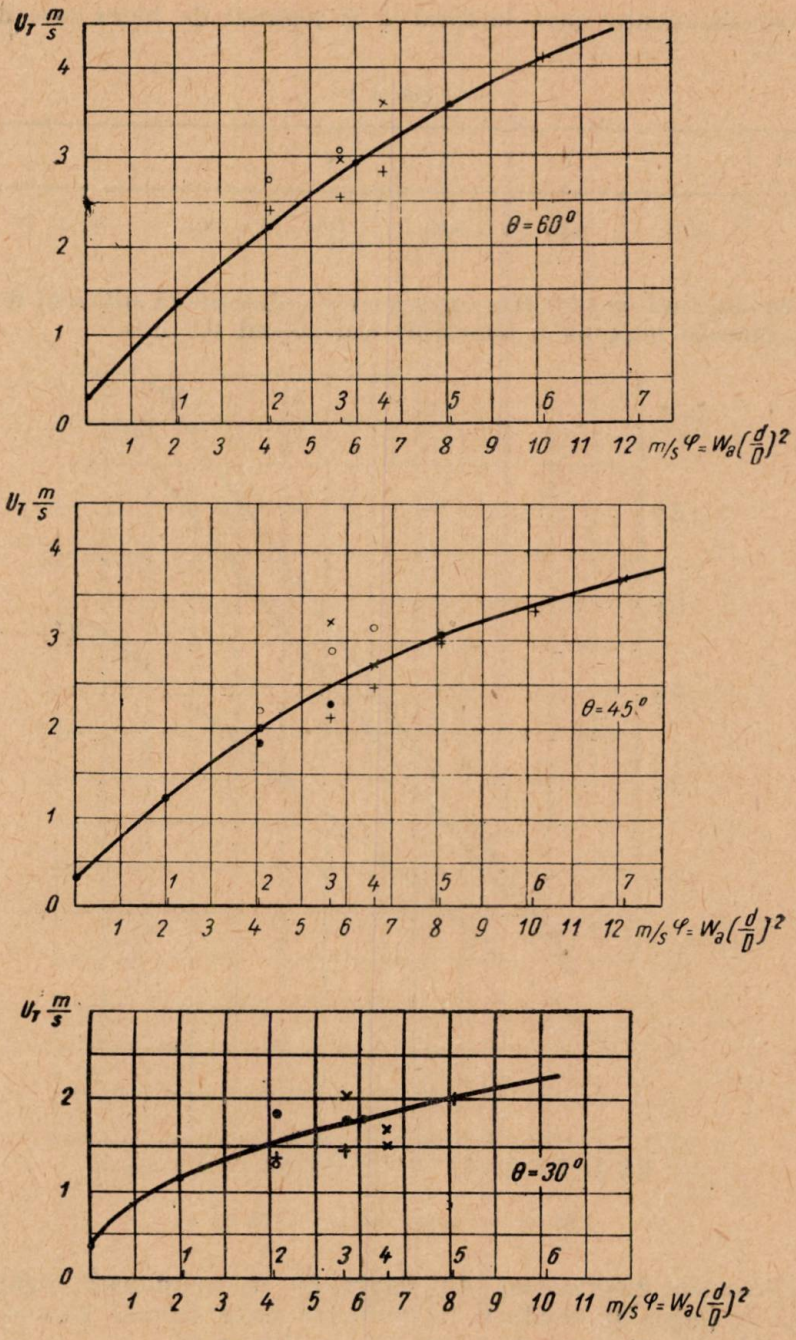


Fig. 12. — Curbele $u_T = f(\varphi, \theta)$.

Corespondența între factorul φ și regimul de lucru este dată în tabela 3.

Tabela 3

Regimul	1	2	3	4	5	6	7
φ	2,03	4,05	5,62	6,65	8,1	10,13	12,15

Se constată că punctele experimentale determină suficient de precis curba, eroarea maximă a punctelor nedepășind 0,5 m/s.

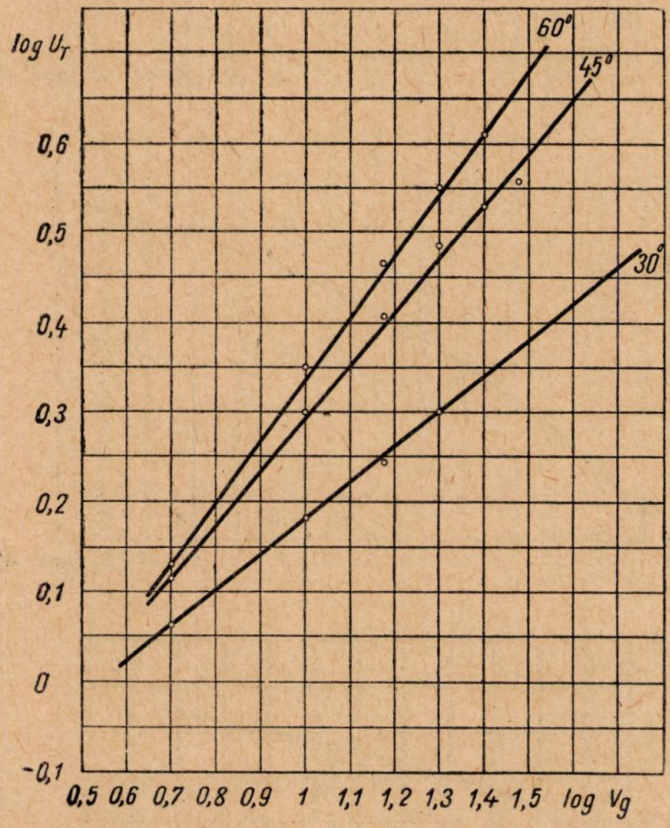


Fig. 13. — Curbele $\log u_T = f(\theta, \log \varphi)$.

Trasarea diagramelor din figura 10 în coordonate logaritmice: $\log u_T = f(\log \varphi, \theta)$ conduce la obținerea unor drepte, ceea ce indică o dependență exponențială între u_T și φ; figura 13.

Din figura 13 se determină următoarele relații:

pentru $\theta = 30°$

$$u_T = 0{,}863 \left[W_a \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{0{,}403}; \tag{38}$$

pentru $\theta = 45°$

$$u_T = 0{,}858 \left[W_a \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{0{,}593}; \tag{39}$$

pentru $\theta = 60°$

$$u_T = 0{,}842 \left[W_a \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{0{,}69}. \tag{40}$$

Cu o abatere de sub 1,2% față de valoarea medie, coeficientul din formulele de mai sus nu variază cu θ.

Variația exponentului factorului φ cu unghiul θ este dat de relația:

$$\text{Exp} = -0{,}42 \cdot \text{ctg}\ \theta + 0{,}836. \tag{41}$$

Cu aceste observații se poate deduce o formulă generală pentru calculul vitezei de ardere în curent turbionar:

$$u_T = 2{,}43\, u_0 \left[W_a \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{-0{,}42\ \text{ctg}\ \theta + 0{,}836} \tag{42}$$

a cărei limite de valabilitate sînt cuprinse între $\theta = 30° \div 60°$ și $d/D = 0{,}4 \div 1$.

4. CONCLUZII

Arderea în curent turbionar, în cazul focarelor tunel, prezintă o serie de avantaje care au determinat realizarea multor tipuri de arzătoare industriale. Principalul efect al mișcării elicoidale asupra proceselor din focar îl constituie mărirea sensibilă a vitezei de ardere.

Ca și în cazul arderii în curent liniar, viteza de ardere poate fi exprimată ca o funcție de coeficientul $\varphi = W_a \left(\frac{d}{D} \right)^2$ iar influența turbionării apare în exponentul acestui coeficient.

Pentru efectuarea unui calcul analitic al procesului de ardere în curent turbionar cu stabilizare periferică, se determină în prealabil, prin măsurători directe sau cu ajutorul formulelor (35, 36) repartiția vitezelor în curentul de gaze. Apoi se integrează cu diferite metode de calcul sistemul de ecuații (20 ÷ 27), în mod similar ca în calculul analitic al procesului de ardere în curent liniar.

ХАРАКТЕРИСТИКА ГОРЕНИЯ В ТУННЕЛЬНЫХ ТОПКАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЗАВИХРИТЕЛЬНЫХ СТАБИЛИЗАТОРОВ

РЕЗЮМЕ

В работе рассматривается влияние на процесс горения завихренного движения горючей смеси метана с воздухом в туннельной топке. Основным эффектом является значительное увеличение скорости сгорания.

Как и в случае горения в прямолинейной струе, скорость его может быть выражена в зависимости от коэффициента подачи, но в данном случае в показателе степени последнего появляется еще функция угла завихрения.

Для выполнения аналитического расчета процесса горения выведена система уравнений, описывающих это явление, учитывающее первоначальное распределение скоростей в струе горючей смеси. Это распределение может быть измерено непосредственно или вычисленно при помощи предполагаемых формул.

BIBLIOGRAFIE

1. Д. Н. Ляховский, *Теория и практика сжигания газа.* Ленинград, Гостоптехиздат, 1958.
2. J. P. Holman, G. D. Moore, *An experimental study of vortex chamber flow.* Transactions of ASME, ser. D —, Dec., 632 (1961).
3. St. Zarea, *Contribuţii la teoria mişcării elicoidale a fluidelor.* IPB, 1960.
4. A. Fortier, *La Houille Blanche,* 13 (1954).
5. F. A. Lyle, G. A. Lloyd, *Third Symposium on combustion.* New York, 1956.
6. H. Iida, *Sixth Symposium on combustion.* New York, Reinhold, P. C. (1957).
7. N. Antonescu, *Arderea cu stabilizare periferică în focare tunel.* St. cerc. energ. B, **XII**, *4* (1962).
8. N. Antonescu, C. Haiduc, L. Costea, *Aspecte din cercetarea şi realizarea cazanului industrial Vuia IE 1t/h.* St. cerc. energ. **IX**, *4* (1959).

UTILIZAREA ENERGIEI GAZELOR DE ARDERE PENTRU A ÎMBUNĂTĂȚI RĂCIREA CU AER A MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

DE

CĂLIN ADRIAN VASILESCU

1. Îmbunătățirea randamentului efectiv al motoarelor cu ardere internă este legată de utilizarea cît mai completă a căldurii eliberată în procesul de ardere. Deoarece gazele de ardere evacuează din motor cantități mari de căldură care sînt mai importante la motoarele răcite cu aer se pune problema recuperării acestei energii. Pentru utilizarea energiei gazelor de ardere s-au conceput și se folosesc diferite procedee dintre care se amintesc :

— transformarea energiei gazelor de ardere în lucru mecanic de reacție la motoarele montate pe vehicule de mare viteză, utilizîndu-se țevi de evacuare cu ajutaje de reacție ;

— transformarea energiei gazelor de ardere în lucru mecanic prin destinderea lor într-o turbină de gaze ;

— transformarea energiei gazelor de ardere în căldură ce se folosește pentru încălzire sau în scopuri industriale.

Dintre aceste metode cunoscute ultimele două sînt mai eficiente însă ele sînt legate de anumite particularități ale motorului precum și de complicații constructive și de exploatare.

La unele avioane echipate cu motoare cu piston răcite cu aer [1] sau pe unele vehicule de performanță [2] s-a utilizat, în scopul antrenării aerului răcitor, un compresor cu jet de gaze de evacuare. Introducerea acestui sistem prezintă o serie de avantaje :

— permite, prin mijloace simple, recuperarea unei părți din energia gazelor de evacuare ;

— asigură proporționalitatea debitului de aer de răcire, cu cantitatea de gaze arse ce trece prin motor (adică cu căldura dezvoltată) ;

— micșorează rezistența la înaintare a motorului răcit cu aer montat pe autovehicul ;

— elimină pericolul de accident legat de defectarea sistemului de antrenarea ventilatorului de răcire;

— elimină consumul exagerat de putere al ventilatorului de răcire pus să funcţioneze la turaţii variabile.

Dezavantajul principal al compresorului cu jet de gaze de ardere montat pe conducta de evacuare constă în faptul că creează o contrapresiune care are drept efect: micşorarea puterii motorului şi mărirea solicitărilor termice ale acestuia. Se mai semnalează ca dezavantaj zgomotul produs de acest aparat. Scopul prezentului articol este să ridice problema posibilităţii răcirii motorului folosind energia gazelor de evacuare într-un compresor cu jet să enumere aspectele care se pot pune şi să prezinte date experimentale asupra compresoarelor cu jet de gaze de ardere [3], [4] precum şi o metodică de proiectare a acestora.

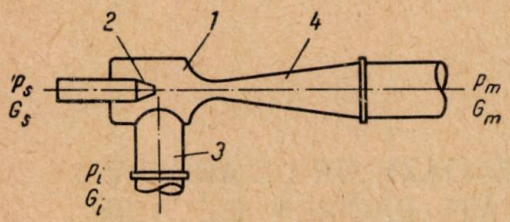


Fig. 1. — Compresorul cu jet: *1.* cameră de amestec; *2.* ajutaj; 3. conducta gazului de joasă presiune; 4. difuzor.

1. Compresorul cu jet (fig. 1) este alcătuit dintr-o cameră de amestec *1* în care pătrunde conducta gazelor arse de presiune p_s. Gazele arse în cantitate G_s se destind pînă la o presiune inferioară p_i în ajutajul *2*, mărindu-şi viteza. Prin conducta *3*, vine aer în cantitatea G_i la o presiune inferioară celei atmosferice p_i, ca urmare a rezistenţelor întîlnite în sistemul de răcire al motorului. După amestecare, ansamblul de gaze este comprimat în difuzorul *4* pînă la o presiune medie p_m, suficientă pentru a se asigura evacuarea în atmosferă.

Se numeşte coeficient de injecţie u raportul dintre debitul de gaz antrenat şi cel activ

$$u = \frac{G_i}{G_s}; \tag{1}$$

astfel definit, coeficientul de injecţie reprezintă la motoare chiar raportul dintre aerul necesar răcirii şi gazele arse, raport care după cum se ştie, variază între $u = 5 \div 8$.

Deci compresorul cu jet pentru răcire urmează să aibă următoarele caracteristici: va funcţiona la coeficienţi de injecţie mari şi un raport de comprimare $\frac{p_m}{p_i}$ relativ mic iar regimul de curgere al gazului de presiune ridicată va avea un caracter pulsator care depinde de modul de instalare al acestui aparat.

Compresorul cu jet de gaze de evacuare poate fi montat în două moduri:

— individual, la fiecare cilindru (fig. 2) în care caz regimul de curgere are un caracter net pulsator;

— global, la un colector de evacuare (fig. 3) în care caz regimul de curgere al gazului de presiune ridicată poate fi considerat permanent.

Pentru acest ultim caz, considerînd un compresor cu jet de tipul II [5] adică fără destindere suplimentară a gazului de presiune scăzută, se poate calcula analitic coeficientul de injecție cu formula [6]

$$u = 0{,}775 \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_i}{p_s}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}{1 - \left(\frac{p_i}{p_m}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}} - 1. \qquad (2)$$

Calculele făcute cu relația (2) (fig. 4) pentru contrapresiuni Δp_e în conducta de evacuare uzuale la motoare prevăzute cu turbocompresoare indică posibilitatea de a vehicula cu ajutorul compresorului cu jet cantitatea de aer necesară răcirii motorului (considerînd căldură evacuată prin răcire 13—20% [7] din totalul căldurii dezvoltate). Din această diagramă se constată că motoarele cu aprindere prin compresiune sînt favorizate. Totuși, și domeniul coeficienților excesului de aer caracteristic motoarelor cu aprindere prin scînteie poate fi acoperit contrapresiunea în conducta de evacuare Δp_e rămînînd acceptabilă.

2. Din cele prezentate rezultă posibilitatea utilizării compresorului cu jet de gaze de evacuare în scopul răcirii motorului. Problemele ridicate sînt multiple :

— studiul motorului cu cercetarea modificării funcționării ciclului de lucru (schimbarea încărcăturii, arderea) și modificarea răcirii (efectul măririi contrapresiunii, asupra căldurii evacuate prin răcire);

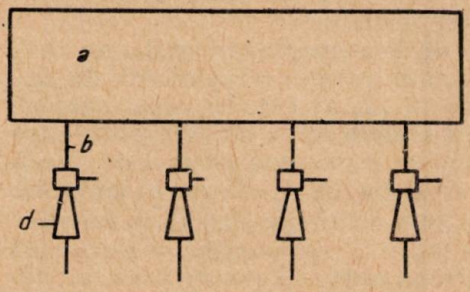


Fig. 2. — Compresor cu jet montat individual: a. motor; b. conductă de evacuare; d. compresor cu jet.

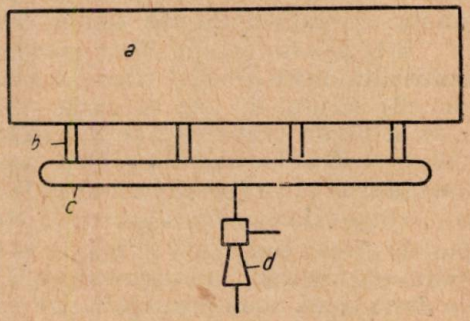


Fig. 3. — Compresor cu jet montat la un colector de evacuare: a. motor; b. conductă de evacuare; c. colector de evacuare; d. compresor cu jet.

— studiul compresorului cu jet pentru a se determina relațiile empirice pentru calculul și construcția acestuia precum și a se stabili modul său de funcționare în regim nepermanent;

— stabilirea unei metode de calcul pentru determinarea cît mai exactă în fiecare moment a parametrilor de stare ai fluidului de lucru în cilindrul motorului și în compresorul cu jet.

Prima problemă este în general cunoscută de la studiul motoarelor echipate cu turbocompresoare. Compresorul cu jet, deși studiat complex în regim permanent pune o serie de probleme noi mai ales datorită valorilor mari ale coeficienților de injecție necesari și a funcționării sale în regim nepermanent. Ultima problemă se atacă prin studiul aerotermodinamic al procesului de schimbarea încărcăturii cilindrului.

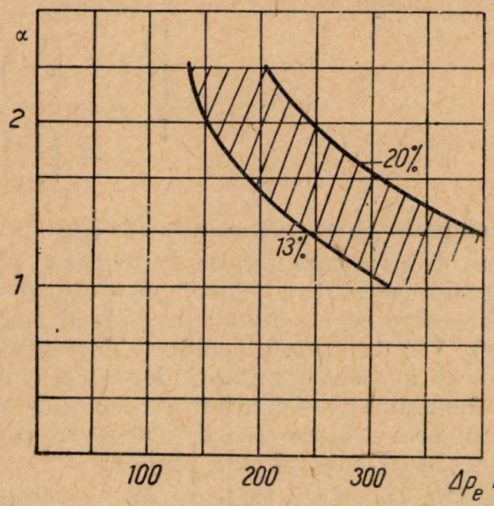


Fig. 4. — Dependența dintre coeficientul excesului de aer α și contrapresiunea Δp_e necesară pentru a evacua cu ajutorul compresorului cu jet de gaze de evacuare 13—20% din căldura dezvoltată prin ardere.

3. Studiul experimental al compresorului cu jet trebuie să dea date asupra construcției acestuia. Astfel va trebui să se lămurească tipul de compresor ce se va folosi, forma camerei de amestec, lungimea optimă a camerei de amestec și valoarea coeficientului de injecție. Datele astfel obținute vor trebui să fie prezentate sub o formă generală pentru a putea fi utilizate în orice situație. La baza generalizării datelor experimentale stă teoria jetului liber.

3.1. Teoria jetului liber pornește de la constatarea existenței unei similitudini între profilul vitezelor și al concentrațiilor și raporturile de lungimi ale jetului de gaz ce curge printr-un ajutaj [8]. În cazul curgerii vinei în regim turbulent, se remarcă un schimb activ de substanță între vînă și mediul înconjurător. Prin aceasta se îngustează nucleul de viteză constantă al vinei (presupunînd că la ieșirea din ajutaj viteza era uniformă pe secțiunea de curgere a acestuia). Se atinge o situație (fig. 5), în care nucleul de viteză constantă se reduce la un punct. După aceasta, se realizează egalizarea vitezelor în cuprinsul vinei. Prima zonă se numește zonă inițială și a doua zonă, zona principală, iar secțiunea de contact a celor două zone, se numește secțiunea de trecere.

În cazul următoarelor ipoteze: jetul de fluid este incompresibil, nu se consideră modificarea temperaturii gazului în vînă, se presupune că în secțiunea minimă de intrare în difuzor se realizează coeficientul de injecție căutat, se poate scrie [9]:

— distanța la care se realizează trecerea dintre secțiunea inițială și principală

$$\overline{D} = 3,3, \tag{3}$$

unde $\overline{D} = \frac{D}{d}$ reprezintă raportul dintre diametrul minim al difuzorului și al ajutajului;

— valoarea coeficientului de injecție:

pentru secțiunea inițială

$$u = 0{,}11\ (\overline{D} - 1)^2 + 0{,}22\ (\overline{D} - 1) \tag{4}$$

și pentru secțiunea principală

$$u = 0{,}415\ (\overline{D} - 1); \tag{5}$$

— valoarea lungimii optime a camerei de amestec (socotită între secțiunea de ieșire a ajutajului și secțiunea de intrare în difuzor)

$$\overline{l} = 2{,}1\ (\overline{D} - 1), \tag{6}$$

unde $\overline{l} = \frac{l}{d}$ reprezintă raportul dintre lungimea camerei de amestec și diametrul secțiunii de ieșire a difuzorului.

3.2. S-au făcut experimentări pentru a se constata valabilitatea relațiilor stabilite teoretic. În acest scop, s-a folosit un motor monocilindru cu raport de compresiune variabil și un compresor cu jet la care parametrii constructivi puteau fi variați. În primul rînd s-a urmărit valoarea coeficientului de injecție. S-a trasat în diagrama din figura 6, coeficientul de injecție u_n în funcție de $\overline{D}$ diametrul raportat al difuzorului pentru un com-

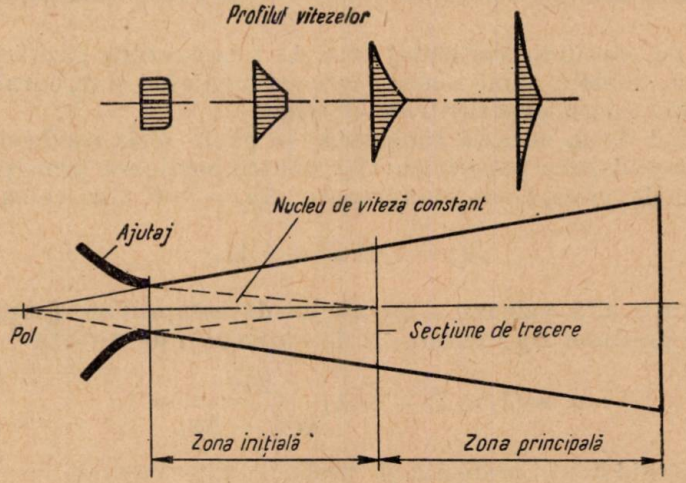


Fig. 5. — Forma jetului liber.

presor cu jet montat individual (turația motorului $n = 900$ rot/min) [10]. Din această diagramă se constată că punctele experimentale se așază după două curbe diferite, delimitînd clar două regiuni:

— regiunea inițială pentru care coeficientul de injecție variază parabolic asemănător relației (4) și regiunea principală pentru care coeficientul

de injecție variază liniar conform relației (5). Separația dintre aceste două regiuni are loc la $\overline{D} = 2{,}05$ valoare mai mică decît cea teoretic stabilită (relația (3)) ceea ce se explică prin aceea că temperatura gazului activ este

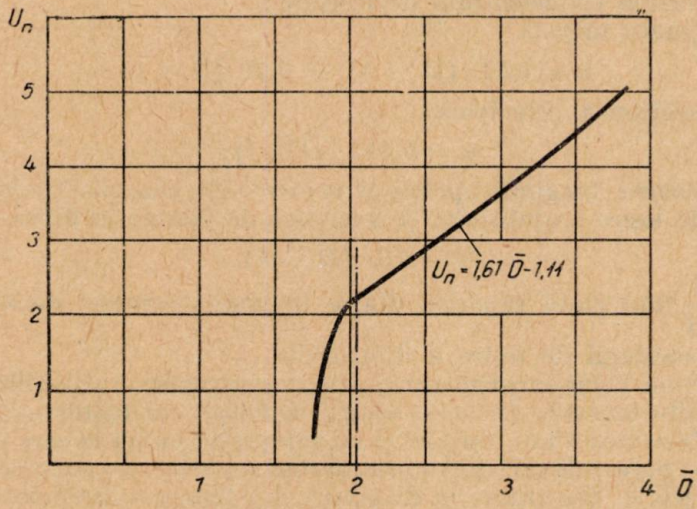


Fig. 6. — Diagrama coeficientului de injecție u_n în funcție de raportul dintre diametrul minim al difuzorului și cel de ieșire al ajutajului $\overline{D}$.

mai mare (și continuu variabilă) față de temperatura gazului antrenat. Prin urmare, modelul vinei libere poate servi ca ghid și în cazul curgerilor pulsatorii (în limita experiențelor efectuate).

Pornind de la această constatare se poate scrie coeficientul de injecție (pe baza datelor experimentale), pentru porțiunea principală a vinei și diferența de presiune la comprimare $\Delta p_c = 100$ mm coloană de apă

$$u_n = 1{,}61\,\overline{D} - 1{,}11. \tag{7}$$

Pentru o altă valoare a raportului de comprimare (exprimat prin variația de presiune Δp_c) se face uz de un termen de corecție

$$u = (1{,}61\,\overline{D} - 0{,}11)\frac{250}{150 + \Delta p_c} - 1, \tag{7'}$$

dedus pe considerente teoretice și verificat experimental.

S-au făcut experimentări comparative între un compresor cu jet de tipul II și unul de tipul I (cu accelerare a gazului antrenat și cameră de amestec de secțiune constantă) cercetîndu-se modul de variație al coeficientului de injecție. Rezultatele (fig. 7) indică deosebiri mici (și în favoarea compresorului cu jet de tipul II); compresorul cu jet de tipul I este în plus mult mai nestabil în funcționare și de aceea autorul recomandă utilizarea numai a compresorului cu jet de tipul II.

Pentru compresorul cu jet de tipul II se precizează o formulă empirică pentru lungimea camerei de amestec conform cu relația (6) : într-o diagramă $\bar{l} - (\bar{D} - 1)$ (fig. 8) se desenează punctele care figurează lungimea

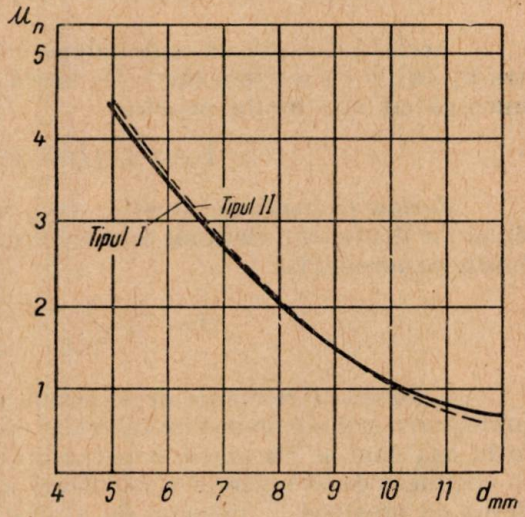


Fig. 7. — Comparație în cîmpul diagramei, coeficient de injecție u_n, diametrul ajutajului d între compresorul cu jet de tipul I și compresorul cu jet de tipul II.

optimă a camerei de amestec. Se constată că punctele se situează după două drepte. În regiunea inițială (curba *a*)

$$\bar{l} = 2{,}08\ (\bar{D} - 1) + 2{,}06,$$

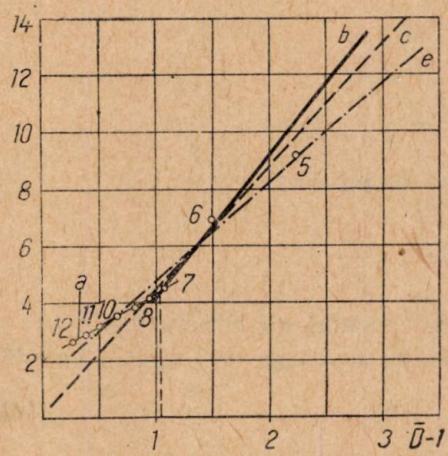


Fig. 8. — Modul de variație a lungimii optime a camerei de amestec în cîmpul diagramei, lungime raportată $\bar{l}$, diametrul raportat al difuzorului $\bar{D}-1$.

în regiunea principală (curba *b*) :

$$\bar{l} = 5{,}16\ (\bar{D} - 1) - 1{,}51,$$

separația realizîndu-se în regiunea secțiunii de trecere.

Pentru a stabili o relație asemănătoare cu formula (6) s-a construit prin origină curba c, care este dată de ecuația

$$\bar{l} = 4{,}45\ (\bar{D} - 1).$$

Această dreaptă dă cifre îndepărtate de valorile reale în special pentru ajutajele cu secțiuni mari. De aceea se desenează o dreaptă e, care să unească cît mai multe puncte

$$\bar{l} = 3{,}12\,(\bar{D} - 1) + 1{,}39. \tag{8}$$

Forma camerei de amestec trebuie realizată cu racordări cît mai dulci iar diametrul secțiunii minime a difuzorului este dat de relația stabilită experimental

$$\bar{D} = \frac{1\,060 + 2{,}25\ \Delta p_e}{766 - \Delta p_e}. \tag{9}$$

4. În baza rezultatelor experimentale obținute se poate trece la proiectarea și desenarea compresorului cu jet de gaze arse. Se stabilește mai întîi, așa cum se va arăta la paragraful 5, valoarea contrapresiunii Δp_e în conducta de evacuare. Se calculează apoi cu metode cunoscute [11] căderea de presiune în sistemul de aspirație, determinîndu-se p_i presiunea (presupusă constantă) în camera de amestec. Se calculează, cunoscîndu-se rezistența la evacuare de după compresorul cu jet, valoarea presiunii p_m la care trebuie comprimate gazele arse pentru a se obține evacuarea lor nestingherită. Se cunosc deci presiunile (presupuse constante) între care lucrează compresorul cu jet. Se calculează debitul fluidului activ :

$$G_s = G_a + G_c$$

și debitul fluidului antrenat

$$G_i = u\, G_s,$$

unde $G_a \left[\frac{g}{s}\right]$ este debitul de aer aspirat în motor;

$G_c \left[\frac{g}{s}\right]$ — debitul de combustibil;

u [—] — coeficientul de injecție calculat cu relația (2).

Se calculează diametrul conductei de evacuare cu relația simplă

$$d_c = 10 \sqrt{G_s}\ \text{(mm)} \tag{10}$$

și secțiunea de ieșire a ajutajului convergent :

$$d = 51{,}8 \sqrt{\frac{G_s}{\Delta p_e}}\ \text{(mm)}, \tag{11}$$

unde d este dat în mm și Δp_e în mm coloană de mercur. Se determină diametrul secțiunii minime a difuzorului cu relația (9)

$$D = \frac{1\,060 + 2{,}25\ \Delta p_e}{766 - \Delta p_e}\, d, \tag{9'}$$

iar lungimea optimă a camerei de amestec

$$l = 3{,}12\ (D - d) + 1{,}39\ d \text{ mm}. \tag{8'}$$

Conducta prin care vine gazul de joasă presiune se alege de diametru d_i

$$d_i = 30\ \sqrt{G_i}\ \text{(mm)}, \tag{12}$$

unde $G_i\left(\frac{g}{s}\right)$ reprezintă debitul antrenat. Pentru conducta de evacuare se va calcula diametrul d_e cu relația:

$$d_e = 10\ \sqrt{(1 + u)\, G_s}\ \text{(mm)}. \tag{13}$$

5. Determinarea contrapresiunii Δp_e se realizează printr-un calcul energetic ținînd seama de scopul pentru care este proiectat compresorul cu jet:

— răcire totală a motorului;
— răcire parțială a motorului;
— răcire a băii de ulei, a radiatorului de apă, a aerului de aspirație etc.

Calculul pornește de la constatarea că mărirea contrapresiunii duce la mărirea coeficientului de injecție — deci la intensificarea răcirii — și la mărirea randamentului compresorului cu jet [12], dar în același timp micșorează puterea dezvoltată de motor.

Prin intensificarea răcirii se economisește ΔP_r o parte din puterea consumată pentru răcirea motorului. În puterea consumată pentru răcirea motorului, intră puterea absorbită de ventilator, suflantă, pompa de apă și puterea corespunzătoare rezistenței la înaintare a părților răcite (dacă motorul se găsește pe un vehicul).

Mărirea presiunii de evacuare, are ca efect:

— creșterea cheltuielii de putere, pentru a se asigura evacuarea ΔP_1;
— micșorarea puterii indicate a motorului cu ΔP_2 datorită înrăutățirii umplerii motorului. Sistemul este avantajos dacă

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 \leqslant \Delta P_r. \tag{14}$$

Se calculează puterea pierdută la motor. Se poate scrie

$$\Delta P_2 = P_{i_0} - P_i,$$

relație în care

P_{i_0} [CP] — puterea indicată a motorului cu evacuarea liberă, care are un debit de aer G_{a_0};

P_i [CP] — puterea indicată a motorului prevăzut cu compresor cu jet care aspiră un debit de aer G_a.

Se poate scrie [7], dacă condițiile nu variază:

$$P_i = P_{i_0} \frac{G_a}{G_{a_0}}$$

și

$$\frac{G_a}{G_{a_0}} = \frac{p_k}{p_{k_0}} \sqrt{\frac{T_{k_0}}{T_k}} \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_p}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}}{\varepsilon - \left(\frac{p_p}{p_h}\right)^{\frac{1}{m}}} \frac{\lambda_{v_n}}{\lambda_{v_{n_0}}} \frac{n}{n_0}, \tag{15}$$

unde

p_p $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]$ — presiunea din cilindru la sfîrșitul evacuării;
p_k $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right]$ — presiunea de aspirație (eventual supraalimentare);
T_k [°K] — temperatura amestecului proaspăt aspirat;
ε [—] — raportul de comprimare;
m [—] — un coeficient experimental (0,75);
λ_v [—] — coeficientul de umplere;
n $\left[\frac{\text{rot}}{\text{min}}\right]$ — turația motorului.

Pentru cazul considerat:

$$p_k = p_{k_0},$$
$$T_k = T_{k_0},$$
$$\lambda_{v_n} = \lambda_{v_{n_0}},$$
$$(p_p)_0 \cong p_h$$

și deci relația (15) devine:

$$G_a = G_{a_0} = \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_p}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}}{\varepsilon - \left(\frac{p_h}{p_k}\right)_0^{\frac{1}{m}}}$$

cu observația că influența contrapresiunii asupra lui G_a se reflectă numai la $\frac{p_p}{p_k} > 0{,}4$; la valori mai mici — ca urmare a stabilirii regimului critic — debitul de aer rămîne constant și egal cu debitul ce se obține la $\frac{p_p}{p_k} \cong$ $\cong 0{,}4$.

Prin urmare:

$$P_i = P_{i_0} \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_p}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}}{\varepsilon - \left(\frac{p_h}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}}$$

și deci $\left(\frac{p_h}{p_k} > 0{,}4\right)$

$$\Delta P_2 = P_{i_0} \left[1 - \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_p}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}}{\varepsilon - \left(\frac{p_h}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}} \right]. \tag{16}$$

Puterea ΔP_1 consumată prin mărirea lucrului mecanic de evacuare va fi

$$\Delta P_1 = \Delta P_m - \Delta P_{m_0} = 0{,}5 \frac{i V_p n}{900} (p_p - p_h), \tag{17}$$

unde i [—] — numărul de cilindri;
V_p [l] — cilindreea unui cilindru;
ceea ce dă

$$\Delta P_1 = 0{,}5 \frac{i V_p n}{900} p_h \left(\frac{p_p}{p_h} - 1 \right). \tag{17'}$$

Se poate scrie în final relația (14)

$$0{,}5 \frac{i V_p n}{900} p_h \left(\frac{p_p}{p_h} - 1 \right) + P_{i_0} \left[1 - \frac{\varepsilon - \left(\frac{p_p}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}}{\varepsilon - \left(\frac{p_h}{p_k}\right)^{\frac{1}{m}}} \right] \leqslant P_r. \tag{18}$$

Într-o diagramă (fig. 9), se desenează în funcție de raportul $\frac{p_p}{p_k}$ membrul stîng și drept al expresiei (18), definindu-se astfel valoarea contrapresiunii optime, punctul A conform ecuației (14). Pentru a avea o situație clară calculul trebuie făcut pentru mai multe regimuri de funcționare.

★

Cercetarea teoretică efectuată și prezentată în cadrul acestei lucrări, a căutat să rezolve problema principială a posibilității răcirii integrale a unui motor prin procedeul studiat, fără a modifica (prin intermediul compre-

sorului cu jet) performanțele acestuia. Evident că nu se pune problema răcirii integrale a motoarelor printr-un compresor cu jet de gaze de evacuare.

În schimb, pare promițătoare răcirea parțială a motoarelor cu acest dispozitiv, mai ales că mărirea contrapresiunii la evacuare, este avanta-

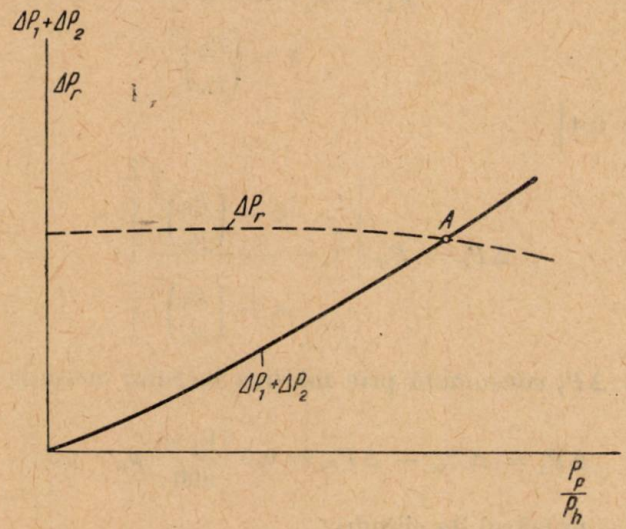


Fig. 9. — Calculul contrapresiunii optime, conform relației (14).

joasă la motoarele cu aprindere prin scînteie, la plină sarcină [13]; la motoarele cu aprindere prin compresiune mărirea contrapresiunii la evacuare la sarcini reduse este de asemenea avantajoasă [14].

Apare deci interesantă studierea aplicării practice a acestui dispozitiv pentru vehicularea aerului necesar răcirii, fie ca o răcire parțială sau suplimentară a motorului (a băii sau a radiatorului de ulei etc.), fie ca o răcire totală a unor motoare cu destinație specială și a căror durată de utilizare este prevăzută a fi minimă; în acest caz răcirea cu aer și sistemul analizat prezintă avantaje.

Deoarece în primul rînd ar intra în discuție la aplicarea practică motoare mici, experimentările au fost efectuate pe un motor de 4 CP, astfel că rezultatele pot fi transpuse imediat.

ENERGIEVERWERTUNG DER VERBRENNUNGSGASE ZUR VERBESSERUNG DER LUFTKÜHLUNG VON VERBRENNUNGSMOTOREN

ZUSAMMENFASSUNG

Ein Mittel zur Verbesserung des Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren besteht in der Verwertung der in den Auspuffgasen enthaltenen Energie. In vorliegender Arbeit wird vorgeschlagen, die in den Auspuff-

gasen enthaltene Energie zur Förderung der Motorkühlluft zu verwenden, und dazu einen Strahlverdichter heranzuziehen, der mit einem hohen Einspritzkoeffizienten, zu einem geringen Verdichtungsgrad und intermittierend arbeiten soll. Es wird gezeigt, daß zur Anwendung dieser Kühlvorrichtung die Dieselmotoren geeigneter als die Ottomotoren sind. Anschließend werden Versuchsdaten bezüglich des Entwurfes und der Konstruktion von Strahlverdichtern für Auspuffgase mitgeteilt, sowie folgende Beziehungen näher angegeben: Einspritzkoeffizient u (von einem Kilogramm Verbrennungsgase geförderte Luftmenge), Beziehung (7); Länge $\bar{l}$ der Mischkammer (auf den Düsendurchmesser bezogen), Beziehung (8), sowie der bezogene Durchmesser der Luftdüse, Beziehung (9); in Paragraph 5 der Arbeit wird eine Rechenmethode zur Bestimmung des Optimaldruckes in der Auspuffleitung vor dem Strahlverdichter angeführt.

BIBLIOGRAFIE

1. M. COMBES, *Moteurs d'avions*. Inst. français du pétrole; École nationale sup. des moteurs, Paris, 1948.
2. J. MACKERLE, *Vzduhem chlazene vezidlove motorny*. SNTL, Praha, 1955.
3. C. A. VASILESCU, *Utilizarea compresorului cu jet de gaze arse şi aer în scopul răcirii cu aer a motoarelor cu ardere internă*. Comunicările Acad. R.P.R., *6* (1957).
4. — *Studii experimentale asupra unor utilizări variate care se pot da compresorului cu jet*. Buletinul ştiinţific AMT, **III**, *3*, 97 (1957).
5. A. N. LOJKIN, *Transformatori de căldură*. Edit. tehnică, Bucureşti, 1952.
6. V. PIMSNER, A. C. VASILESCU şi alţii, *Über die Möglichkeit der komplexen energetischen Erdgasverwendung*, Weltkraftkonferenz, XI. Teiltagung, Beograd, Abteilung **2**, *18* (1957).
7. Т. М. МЕЛКУМОВ, *Теория авиационных двигателей*. ВВИА, Москва, 1953.
8. В. АБРАМОВИЧ, *Прикладная газовая динамика*. Госиздат. тех.-теор. лит., Москва, 1953.
9. V. G. ERMACOV, *Aplicarea teoriei vînei în calculul procesului de ejecţie*. Schimbul de căldură şi aerohidrodinamica. Ed. energ., Bucureşti, 1953.
10. A. C. VASILESCU, V. PIMSNER, *Aplicarea teoriei vînei libere, la un compresor cu jet lucrînd cu gaze de evacuare*. St. cerc. energ., *1* (1958).
11. H. BERNDORFEN, *Vorausberechnung des Kühlungsaufwandes von Motoren mit Luft gekühlter Zylinder bei gegebener Verrippung und Luftführung*. MTZ, *3*, 57 (1953).
12. А. И. ФИЛИМОНОВ *О к.п.д. годового эжектора*. Автомобильная и тракторная промышленность, 9, (1957).
13. ADRIAN CĂLIN VASILESCU, LUCIAN TEODORESCU, *Îmbunătăţirea funcţionării motorului SR-101, prin mărirea contrapresiunii la evacuare*. Comunicările Acad. R.P.R., **IX**, *12*, 1257 (1959).
14. G. BĂRĂNESCU, M. SOARE, L. TEODORESCU, C. A. VASILESCU, *O metodă pentru îmbunătăţirea funcţionării motoarelor cu aprindere prin compresie la sarcini reduse*. St. cerc. de energ., **IX**, *4*, 603 (1959).

COMANDAREA AVANSULUI LA DECLANŞAREA SCÎNTEII ELECTRICE LA MOTOARELE DE AUTOVEHICUL ÎN FUNCŢIE DE DEPRESIUNE

DE

C. A. VASILESCU şi I. ŞTEFAN

Motoarele destinate a funcţiona pe autovehicule sînt utilizate la turaţii şi sarcini variabile. Pentru a le face cît mai economice, este necesar ca o dată cu variaţia sarcinii şi turaţiei să se modifice avansul la declanşarea scînteii electrice. Comanda acestei modificări se face automat, folosindu-se fie forţele centrifuge rezultate din rotirea unor mase sincron cu arborele motorului, fie forţa rezultată din acţiunea depresiunii din galeria de aspiraţie a motorului, fie ambele sisteme.

Este evident că folosirea numai a comenzii prin intermediul depresiunii a avansului la declanşarea scînteii electrice este o soluţie mai simplă şi mai sigură şi ar trebui preferată.

Deoarece nu mai este necesar să se insiste asupra necesităţii variaţiei avansului la declanşarea scînteii electrice, în acest articol se analizează factorii care hotărăsc alegerea unui anumit sistem de comandă automată şi se determină condiţiile în care se poate folosi comanda numai prin depresiune. Analiza teoretică a variaţiei depresiunii din motor indică necesitatea unui studiu mai aprofundat al acesteia, în scopul adaptării sale la variaţia cerută de avansul la declanşarea scînteii electrice.

Pentru a stabili, la un motor dat, valoarea despresiunii care comandă avansul la declanşarea scînteii electrice şi pentru a modifica prin încercări legea de variaţie a acestei depresiuni, se propune folosirea unei metode experimentale de banc pentru modele, prezentîndu-se la sfîrşitul lucrării o serie din rezultatele obţinute.

1. După cum se ştie, procesul de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie trebuie să fie concentrat în jurul punctului mort interior ceea ce necesită viteze de ardere normale cît mai mari. Durata arderii normale

este funcţie de o serie de factori între care turbulenţa amestecului, temperatura şi presiunea acestuia. Varierea sarcinii motorului se face micşorînd presiunea amestecului carburant la intrarea în cilindru. Acest lucru conduce la o micşorare a vitezei de ardere şi în consecinţă la prelungirea arderii în destindere. Pentru a putea plasa arderea în jurul punctului mort interior, se măreşte avansul la declanşarea scînteii electrice, comanda automată a acestuia efectuîndu-se în legătură cu varierea depresiunii din conducta de aspiraţie. Experimental s-a constatat că este necesar să se varieze aproximativ proporţional avansul cu depresiunea şi aceasta pînă la o anumită limită la care creşterea avansului nu mai poate compensa acţiunea scăderii presiunii de aspiraţie. Problema este bine studiată şi comanda prin intermediul unei membrane, asupra căreia lucrează depresiunea este curent utilizată la motoarele moderne de autovehicul. Situaţii particulare apar atunci cînd, la valori mari ale sarcinilor parţiale, apare detonaţia datorită cifrei octanice scăzute a combustibilului; şi în acest caz există posibilitatea de a varia corespunzător, în funcţie de depresiune, avansul la declanşarea scînteii electrice [1]. În consecinţă, realizarea funcţionării economice a motorului la admisii parţiale se obţine, în cazul motoarelor pentru autovehicule, comandînd prin intermediul depresiunii variaţia avansului la declanşarea scînteii electrice.

2. Varierea turaţiei motorului, conduce şi ea la necesitatea modificării avansului la declanşarea scînteii electrice. Se poate presupune, într-o primă aproximaţie, că mărirea turaţiei motorului nu influenţează durata în timp a arderii; în consecinţă durata în grade de manivelă va creşte proporţional cu creşterea turaţiei şi prin urmare este necesar să se mărească avansul la declanşarea scînteii electrice, pentru a realiza gruparea procesului de ardere în jurul punctului mort interior.

Este cunoscut că, mărirea avansului la declanşarea scînteii electrice are în afară de un efect pozitiv (acela de grupare al arderii în jurul punctului mort interior) şi un efect negativ, acela de a arde cantităţi din ce în ce mai mari de combustibil la temperaturi iniţiale (temperatura din cursa de compresiune) mai scăzute, astfel că valoarea avansului optim (la admisie totală*)) prezintă următoarea variaţie cu turaţia (fig. 1): mai întîi se observă o creştere aproape liniară cu turaţia, ramura a a curbei, urmează o ramură de curbă b, care exprimă o creştere mai înceată a avansului, după care avansul la declanşarea scînteii electrice rămîne practic constant, ramura c a curbei, deoarece efectul negativ al măririi avansului devine predominant.

În ceea ce priveşte funcţionarea motorului la diferite turaţii şi la diferite valori ale admisiei parţiale, sînt de făcut cîteva observaţii (fig. 2): turaţiile între care se poate utiliza motorul sînt limitate de n' — turaţia minimă de mers în gol şi n'' — turaţia maximă admisibilă. Către regimul turaţiilor scăzute, motorul încărcat prezintă un prag al funcţionării stabile, astfel că o caracteristică de sarcină parţială se poate realiza în domeniul turaţiilor scăzute numai pînă la un punct A, care este cu atît mai jos pe

*) Prin admisie totală se înţelege funcţionarea motorului cu clapeta obturatorului complet deschisă; prin admisie parţială se înţelege funcţionarea motorului cu clapeta obturatorului menţinută într-o poziţie întredeschisă oarecare.

scara turațiilor, cu cît încărcarea motorului este mai redusă. Locul acestor puncte (curba *a* fig. 2), limitează domeniul de funcționare al motorului către turațiile scăzute.

Dacă se compară acum curbele din figurile 1 și 2, rezultă că pe măsură ce gama de turații a motorului va fi mai extinsă, punctul de la care este

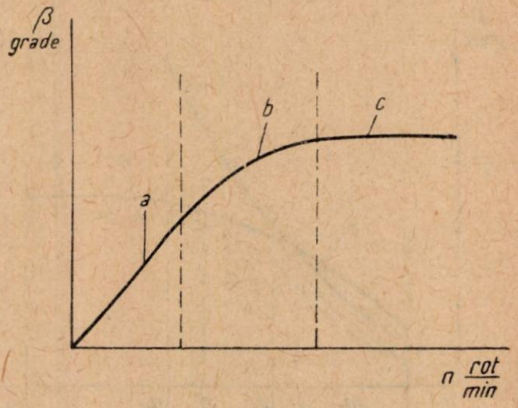


Fig. 1. — Variația unghiului optim de avans la declanșarea scînteii electrice β cu turația *n*, pentru un motor cu aprindere prin scînteie (admisie totală).

necesar să se varieze — la admisie totală — avansul cu turația motorului, se va afla din ce în ce mai sus pe curba avansului optim (datorită pragului

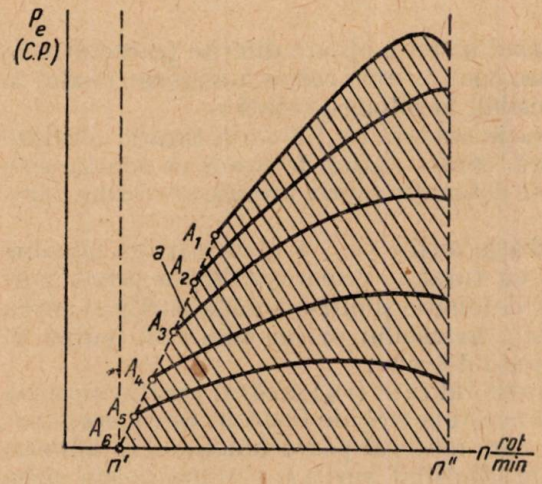


Fig. 2. — Domeniul de funcționare al motorului: P_e — puterea efectivă; *n* — turația; *a* — curba pragului de funcționare stabilă al motorului.

de funcționare stabilă) și deci legea de variație a avansului optim va avea un caracter diferit, pe măsură ce limita turației maxime a motorului este mai mare.

În cazul în care se studiază admisia totală și apare și necesitatea eliminării detonației, problema ia un caracter mai complex, care se discută în cele ce urmează.

În figura 3 se prezintă curba avansului la limita de detonație a pentru un combustibil de o anumită cifră octanică și curba avansului optim b, ambele pentru admisia totală; se face remarca că aceste curbe reprezintă o extrapolare a datelor experimentale, deoarece la turații scăzute apare limitarea impusă de pragul fnncționării stabile.

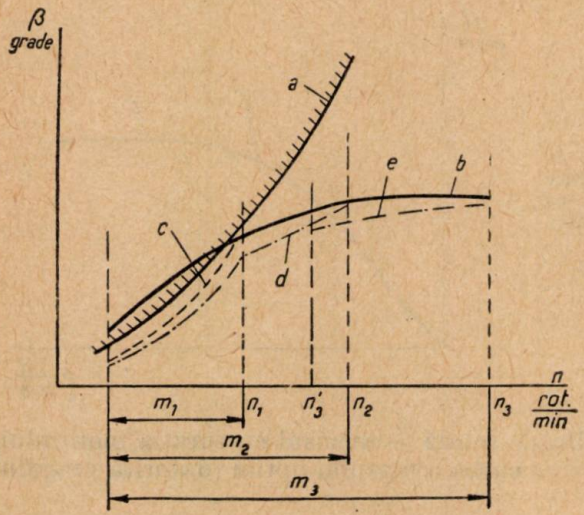


Fig. 3. — Variația unghiului de avans la declanșarea scînteii electrice β în funcție de turație n; a — avansul la limita de detonație; b — avansul optim la admisie totală; c, d, e — avansul optim admisibil la admisie totală.

S-a figurat în continuare cazul a trei motoare diferite (caracterizate prin valori diferite ale turației maxime), pentru care s-a analizat modul în care variază avansul optim admisibil, la admisie totală:

— motorul de limită de turație scăzută (m_1) a cărui turație maximă este n_1; pentru situația prezentată, caracteristica de avans cu turația este determinată de avansul la limita de detonație și prin urmare are forma aproximativă a unei parabole c;

— motorul de limită de turație medie (m_2) a cărui turație maximă este n_2; caracteristica de avans cu turația, urmărește într-o primă porțiune curba avansului la limita de detonație și într-o a doua porțiune curba avansului optim, astfel că variația avansului optim admisibil (curba d) este figurată de două curbe cu pante diferite;

— motorul de limită de turație ridicată (m_3) a cărui turație maximă este n_3; caracteristica de avans a acestuia trebuie luată în considerare numai între turațiile $n'_3 - n_3$, între care motorul poate funcționa la admisia totală și prin urmare avansul optim admisibil (curba e) care urmărește curba avansului optim are o variație ușor crescătoare cu turația, eventual chiar rămîne constant.

Din prezentarea făcută, rezultă că pentru o funcționare economică și în afara regimului detonant la admisie totală, motoarele care au turația maximă relativ coborîtă, necesită un regulator de variere a avansului cu turația de tip centrifugal cu resoarte ale contragreutăților egale, cele cu turația maximă limitată la o valoare medie, un regulator centrifugal cu re-

soarte inegale, în timp ce pentru motoarele de turaţie ridicată practic, nu se necesită o variaţie a avansului la declanşarea scînteii electrice.

Deoarece motoarele moderne şi care funcţionează mult la admisii parţiale (cum este cazul motoarelor de autovehicul), sînt echipate cu o comandă automată prin depresiune a avansului la declanşarea scînteii elec-

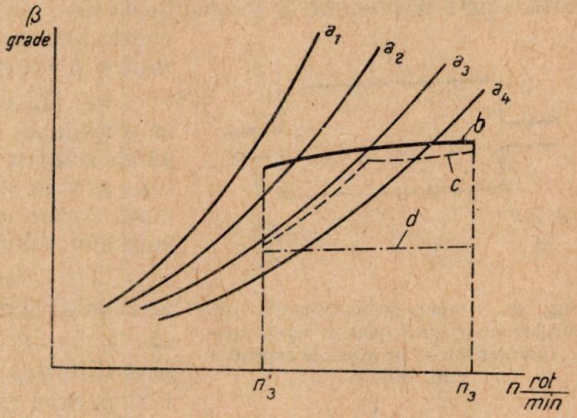


Fig. 4. — Variaţia unghiului de avans la declanşarea scînteii electrice β în funcţie de turaţie n pentru un motor de turaţie ridicată, funcţionînd la plină admisie; $a_1 \ldots a_4$ — curbele avansului la limita de detonaţie pentru combustibili de diferite cifre octanice; b — avansul optim; c, d — avansul optim posibil.

trice în funcţie de sarcină, aceasta va acţiona şi la încărcare constantă a motorului la diferite regimuri de turaţii, căci o dată cu creşterea turaţiei se măreşte uşor depresiunea; va rezulta o uşoară creştere a avansului în funcţie de turaţie ceea ce este în general favorabil funcţionării motorului. În consecinţă, la motoarele de turaţie ridicată se poate folosi numai comanda prin depresiune a avansului, ceea ce are avantajul unei simplificări a acestui automat.

3. Din prezentarea anterioară a rezultat posibilitatea de a realiza comanda automată a avansului la declanşarea scînteii electrice, atît cu sarcina, cît şi cu turaţia motorului, numai prin intermediul depresiunii create pe traseul de aspiraţie al amestecului în motor. Se studiază în continuare limitările ce pot fi impuse utilizării acestei comenzi simple.

În figura 4 se reia curba de variaţie a avansului optim cu turaţia la admisie totală (curba b) pentru un motor de turaţie ridicată ($n'_3 - n_3$). Această curbă caracterizează motorul dat şi este figurată ca avînd o variaţie redusă cu turaţia. Varierea avansului la limita de detonaţie este pentru acest motor, funcţie de combustibilul utilizat (curbele $a_1 - a_4$), curba a_1 corespunzînd unui combustibil de cifră octanică ridicată. Numai în situaţia în care se foloseşte acest combustibil, motorul poate funcţiona după curba avansului optim, şi prin urmare nu este necesar să se varieze avansul la declanşarea scînteii electrice cu turaţia. Poate apărea situaţia utilizării unui combustibil de cifră octanică inferioară a cărui curbă de avans la limita de detonaţie este a_3. În acest caz apare necesitatea comandării avansului după curba c, adică prin intermediul unui regulator centrifugal, deoarece scăderea avansului fix şi comanda variaţiei avansului numai prin depresiune, curba d, conduce evident la o funcţionare neeconomică a motorului.

Poate apărea situaţia unui combustibil cu o cifră octanică intermediară, a_2. În acest caz este posibil să se apropie de caracteristica cerută, caracteristica unui dispozitiv de comandă cu membrană, introducînd la un moment dat, un resort suplimentar de acţionare al membranei.

În consecinţă, pentru a hotărî asupra posibilităţii utilizării comenzii numai prin depresiune a avansului la declanşarea scînteii electrice, este necesar să se analizeze interdependenţa dintre motor şi combustibilul utilizat.

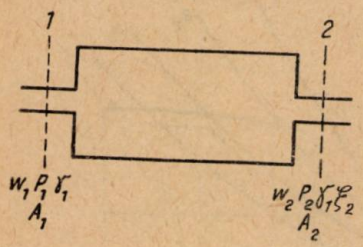


Fig. 5. — Schema canalizaţiei de curgere imaginată pentru determinarea pierderilor de presiune la aspiraţia în motor.

4. În cazul în care este posibil să se acţioneze automat avansul la declanşarea scînteii electrice numai prin depresiune, atît în funcţie de turaţie cît şi de sarcină, apare necesitatea adaptării acestei comenzi variaţiei cerute a avansului.

În general, curbele de variaţie ale avansului la declanşarea scînteii electrice şi ale depresiunii din conducta de aspiraţie sînt diferite, astfel că există două posibilităţi pentru asigurarea comenzii :

— fie că se comandă avansul prin intermediul unui dispozitiv de transformare a impulsului determinat de depresiune în impulsuri conform cerinţelor variaţiei avansului, operaţie care complică sistemul de comandă şi poate introduce atîtea articulaţii în sistem încît jocurile să facă dispozitivul neinteresant pentru comanda avansului ;

— fie că se comandă direct cu ajutorul unei membrane supuse depresiunii variaţia avansului, ceea ce reprezintă o soluţie tehnică deosebit de avantajoasă, în care caz însă este necesar să se realizeze undeva pe traseul conductei de aspiraţie o variaţie corespunzătoare a depresiunii.

Pentru a stabili posibilitatea realizării acestui deziderat se analizează în continuare factorii care determină căderea de presiune în conducta de aspiraţie a motorului.

Se imaginează (fig. 5) o curgere între două secţiuni : secţiunea *1* reprezentînd mediul exterior şi secţiunea *2*, cilindrul motorului. Se calculează valoarea depresiunii $\Delta p = p_1 - p_2$ între secţiunile *1* şi *2* în ipoteza regimului permanent şi al gazelor ideale. Utilizînd ecuaţia lui Bernoulli, admiţîndu-se constantă greutatea specifică şi toate pierderile concentrate în secţiunea *2*, se poate scrie :

$$\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma_1} + \frac{w_2^2}{2g} + \xi_2 \frac{w_2^2}{2g},$$

din care rezultă

$$p_2 = p_1 + \frac{\gamma_1}{2g} w_1^2 - \frac{\gamma_1}{2g} w_2^2 (1 + \xi_2). \qquad (1)$$

În expresia de mai sus s-a notat

$p \left[\frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}\right]$ — presiunea absolută,

$w \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ — viteza gazului,

$\gamma \left[\frac{\text{kgf}}{\text{m}^3}\right]$ — greutatea specifică,

ξ [—] — coeficientul pierderilor de sarcină.

În ipoteza regimului permanent se poate scrie

$$w_1^2 = \frac{m^2}{A_1^2 \gamma_1^2}; \tag{2}$$

$$w_2^2 = \frac{m^2}{A_2^2 \gamma_1^2}, \tag{3}$$

unde $m \left[\frac{\text{kgf}}{\text{s}}\right]$ reprezintă debitul în greutate și A [m²] — secțiunea de curgere.

Prin introducerea relațiilor (2) și (3) în (1) se obține

$$p_2 = p_1 + \frac{\gamma_1}{2g} \frac{m^2}{A_1^2 \gamma_1^2} - \frac{\gamma_1}{2g} \frac{m^2}{A_2^2 \gamma_1^2} (1 + \xi),$$

sau

$$p_2 - p_1 = \Delta p = \frac{m^2}{2g \gamma_1} \left[\frac{1 + \xi}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}\right]. \tag{4}$$

Relația (4) arată legătura care există între debitul ce curge și pierderile din instalație în cadrul ipotezelor menționate. Se observă că depresiunea este proporțională cu pătratul debitului și cu coeficientul pierderilor ξ. Prin urmare la un debit dat, valoarea depresiunii poate fi modificată prin factorii care condiționează coeficientul de pierdere.

Elementele care determină pierderile de presiune pot fi diferite, astfel că obișnuit se scrie :

$$\xi w_2^2 = \sum_{i=1}^{n} \xi_i w_i^2, \tag{5}$$

unde w_i reprezintă viteza gazului în regiunea cauzei i.

Urmărind traseul canalizației de aspirație în motor, se constată că pierderea de presiune este rezultatul unei cauze cu efect continuu (frecarea pe pereții conductei) și unor cauze locale (filtrul, clapeta carburatorului, variații de secțiune, coturi, supape etc.).

Relațiile care exprimă variația acestor factori de rezistență la curgere cu viteza de curgere sînt diferite de la factor la factor; astfel

— la curgerea în canale coeficientul pierderilor de sarcină este o funcție de cifra Reynolds;

— la regiuni cu îngustare de secţiune o funcţie de pătratul secţiunii;
— la regiuni de bifurcare o funcţie complexă de unghiul bifurcării şi debitul curs;
— la regiuni de curbură o funcţie de raza şi unghiul curburii şi de diametrul (raza hidraulică) a conductei;
— la obturatorul carburatorului, de unghiul de închidere al acestuia;

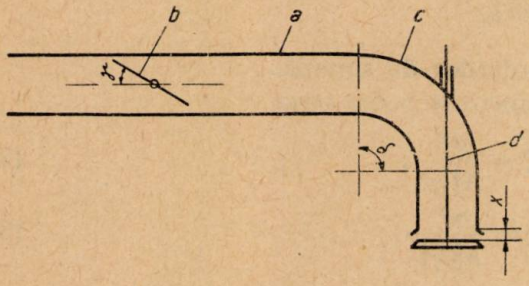


Fig. 6. — Schema traseului de aspiraţie analizat; *a* — conducta de aspiraţie; *b* — clapetă obturatoare; *c* — cot al conductei; *d* — supapă.

— la supapă, de diametrul supapei şi de înălţimea de ridicare a acesteia.

Pe măsură ce se avansează pe traseul de aspiraţie, apar noi factori de rezistenţă care schimbă legea de variaţie a depresiunii cu debitul de amestec curs şi în consecinţă apar posibilităţi diferite de comandă a varierii avansului la declanşarea scînteii electrice.

Pentru a ilustra acest lucru se imaginează un traseu simplu alcătuit (fig. 6) dintr-o conductă de aspiraţie lungă de 50 cm *a*, un obturator *b*, un cot *c*, şi o supapă *d*. După datele din literatură [2], coeficientul pierderilor se poate scrie

— pentru conductă:

$$\xi = \frac{l}{D}\left[\frac{0{,}618}{\mathcal{R}_e^{0,36}} + \frac{A}{(10^6 D + a)^{0,36}} + B\right], \tag{6}$$

unde pentru cazul studiat $A = 0{,}618$, $a = 800$ şi $B = 0{,}01$;
— pentru obturator, datele indicate în tabela 1;

Tabela 1

Coeficientul pierderilor de sarcină pentru un obturator

γ	5	10	20	30	40	45	50	60
ξ	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118

— pentru cot:

$$\xi = 0{,}9457 \sin^2\frac{\delta}{2} + 2{,}047 \sin^4\frac{\delta}{2}; \tag{7}$$

— pentru supapă :

$$\xi = 2{,}9 - 0{,}8\,\frac{D}{x} + 0{,}14\left(\frac{D}{x}\right)^2 \cdot \qquad (8)$$

În aceste expresii s-au folosit notațiile :

l [m] — lungimea conductei ;

D [m] — diametrul conductei ;

$\mathfrak{Re}$ [—] — cifra Reynolds ;

γ [grade] — unghiul făcut de clapetă cu axa conductei conform figurii 6 ;

δ [grade] — unghiul cotului conform figurii 6 ;

x [m] — ridicarea supapei conform figurii 6.

Cu ajutorul acestor formule se pot calcula pe rînd toate pierderile în funcție de debitul curs (fig. 7, 8, 9 și 10).

Analiza acestor curbe permite să se constate că în afară de rezistența opusă de supapă (și care pentru comanda varierii avansului la declanșarea scînteii electrice nu joacă rol) cel mai important rol îl are obturatorul a cărui rotire influențează foarte mult valoarea depresiunii mai ales la admisiuni parțiale, așa cum se observă și din figura 11 în care s-au trasat însumate toate pierderile de presiune pentru o formă de conductă dată și o ridicare medie a supapei.

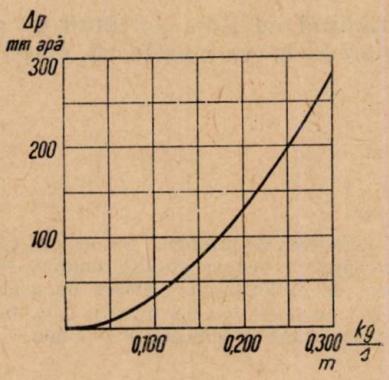


Fig. 7. — Căderea de presiune Δp în funcție de debitul ce curge m ; lungimea conductei $l = 0{,}50$ m ; diametrul $D = 0{,}05$ m ; coeficientul de pierdere determinat conform formulei (6).

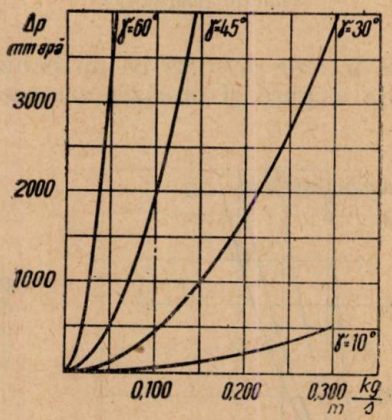


Fig. 8. — Căderea de presiune Δp în funcție de debitul ce curge m, pentru diferite unghiuri γ de deschidere ale obturatorului, coeficientul de pierderi determinat conform tabelei 1.

Dar formulele utilizate nu țin seama de situația reală de la fiecare motor. Apare necesitatea de a face încercări pe modele pentru a determina depresiunea în lungul conductei de aspirație și modul în care aceasta variază cu regimurile de funcționare ale motorului. Pe o asemenea instalație se

pot aduce uşor modificări constructive modelului în scopul realizării legii dorite de variaţie a depresiunii.

5. Cea mai simplă metodă pentru determinarea pierderilor de presiune în canalizaţia de aspiraţie a unui motor la orice regim, constă în stu-

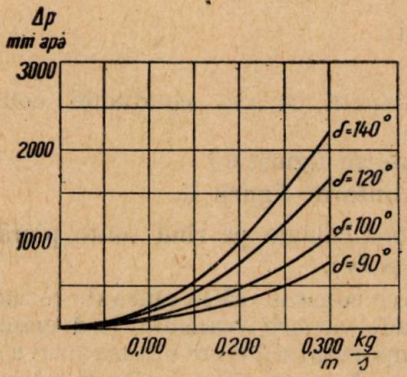


Fig. 9. — Căderea de presiune Δp în funcţie de debitul ce curge m, pentru diferite unghiuri δ de curbură ale conductei; coeficientul de pierderi determinat conform relaţiei (7).

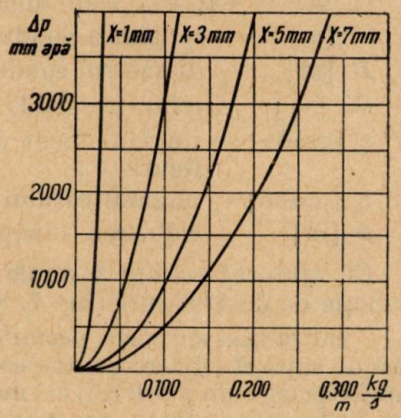


Fig. 10. — Căderea de presiune Δp în funcţie de debitul ce curge m, pentru diferite înălţimi x de ridicare ale supapei, coeficientul de pierderi determinant conform relaţiei (8).

dierea acestor pierderi pe un banc funcţionînd cu flux continuu de aer. Metoda asigură şi precizia necesară, deoarece la motoarele cu mulţi ci-

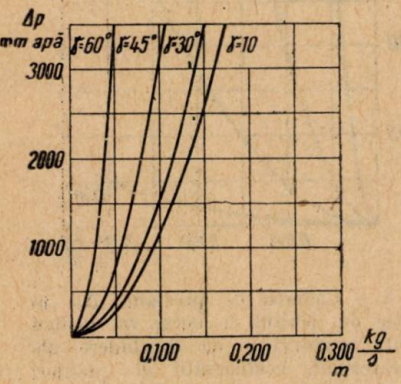


Fig. 11. — Căderea de presiune Δp în funcţie de debitul ce curge m, pentru diferite unghiuri γ de deschidere ale obturatorului; traseu de aspiraţie alcătuit din: conductă $l = 0{,}5$ m, $D = 0{,}05$ m, cot $\delta = 100°$, supapă ridicată $x = 5$ mm.

lindri se poate admite cu precizie mulţumitoare ipoteza unei curgeri permanente.

Instalaţia (fig. 12) permite să se măsoare presiunea şi temperatura fluidului, căderea de presiune în diferitele puncte interesante ale traseului de curgere şi debitul. Ea funcţionează cu aer şi asigură suflarea cu diferite

debite a oricărei canalizații de aspirație. Instalația este alcătuită din: un compresor *a* antrenat de un motor electric, avînd debit corespunzător și asigurînd presiuni pînă la 1,3 kgf/cm², un ventil *b* pentru eliminarea surplusului de aer și un ventil pentru reglarea presiunii, un vas de liniștire *d*,

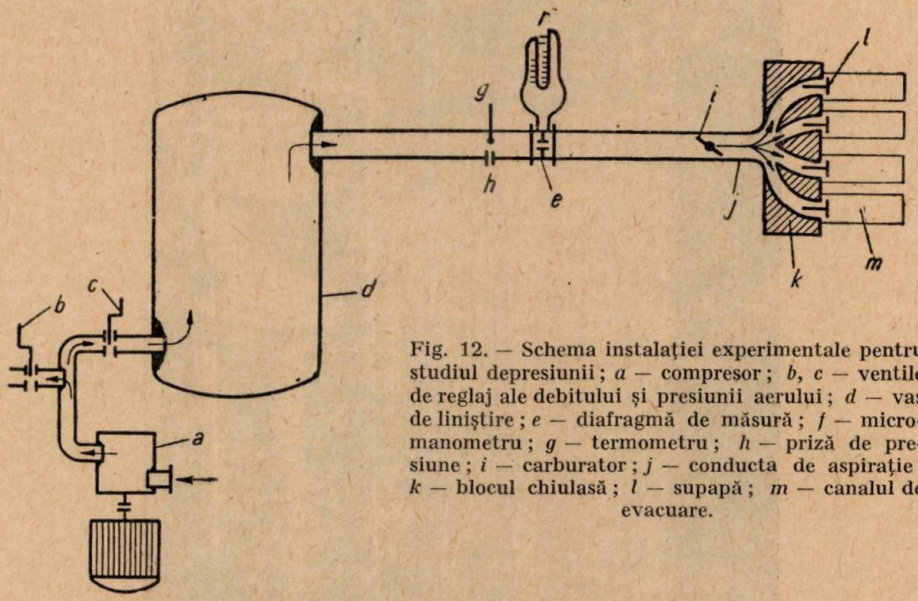


Fig. 12. — Schema instalației experimentale pentru studiul depresiunii; *a* — compresor; *b*, *c* — ventile de reglaj ale debitului și presiunii aerului; *d* — vas de liniștire; *e* — diafragmă de măsură; *f* — micromanometru; *g* — termometru; *h* — priză de presiune; *i* — carburator; *j* — conducta de aspirație; *k* — blocul chiulasă; *l* — supapă; *m* — canalul de evacuare.

o diafragmă de măsură *e*, cu micromanometru *f*, un termometru cu mercur *g* precum și priza de presiune *h* pentru precizarea stării aerului la intrarea în diafragmă și modelul alcătuit din carburator *i*, conducta de aspirație *j*, blocul chiulasei *k*, supapele *l* prevăzute cu dispozitive de ridicare controlabile și *m* canalul de evacuare.

În punctele în care este necesar să se cunoască căderea de presiune, se montează prize de presiune statică care sînt aduse la o baterie de manometre cu apă sau cu mercur. O vedere generală a instalației se prezintă în figura 13.

6. Experimentările au fost realizate pentru un motor de 8 cilindri în V avînd diametrul cilindrului de 97 mm, cursa de 85 mm și turația la puterea maximă de 3600 rot/min. Forma canalelor de aspirație rezultă din figura 14, unde se prezintă o secțiune prin chiulasă.

Pentru a se obține date care să țină seama de rugozitatea reală a canalizației, s-a montat pe instalație chiar elemente reale ale motorului, în care s-au prevăzut orificiile necesare prizelor de presiune. Detalii ale montajului se observă în figura 15 în care s-a notat *a* — carburatorul, *b* — maneta de comandă a obturatorului carburatorului și *d* — șuruburile micrometrice pentru deschiderea supapelor.

La prelucrarea datelor experimentale s-a ținut seama că este foarte greu, dat fiind diversitatea formelor ce le au canalele în chiulasă, să se

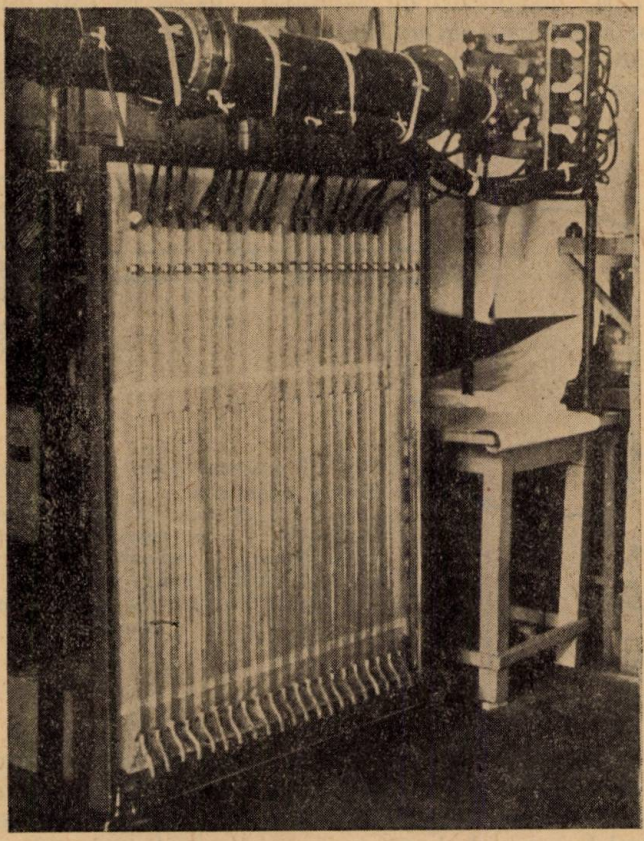


Fig. 13. — Vederea instalației experimentale folosite pentru studiul depresiunii în conducta de aspirație.

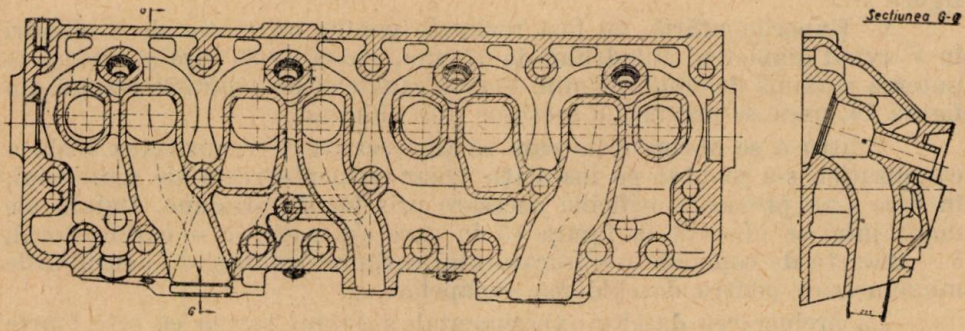


Fig. 14. — Forma canalelor de aspirație în chiulasa motorului studiat.

generalizeze — cu precizia dorită — pentru alte tipuri de motoare datele obținute pe un model. În consecință valorile obținute se consideră riguros valabile numai pentru motorul cercetat și de aceea, dat fiind scopul propus, se exprimă într-o diagramă $\Delta p = f(\mathcal{R}e)$. Cifra Reynolds s-a calculat pentru secțiunea medie a conductei, care în cazul studiat a avut 27,5 × 48 mm.

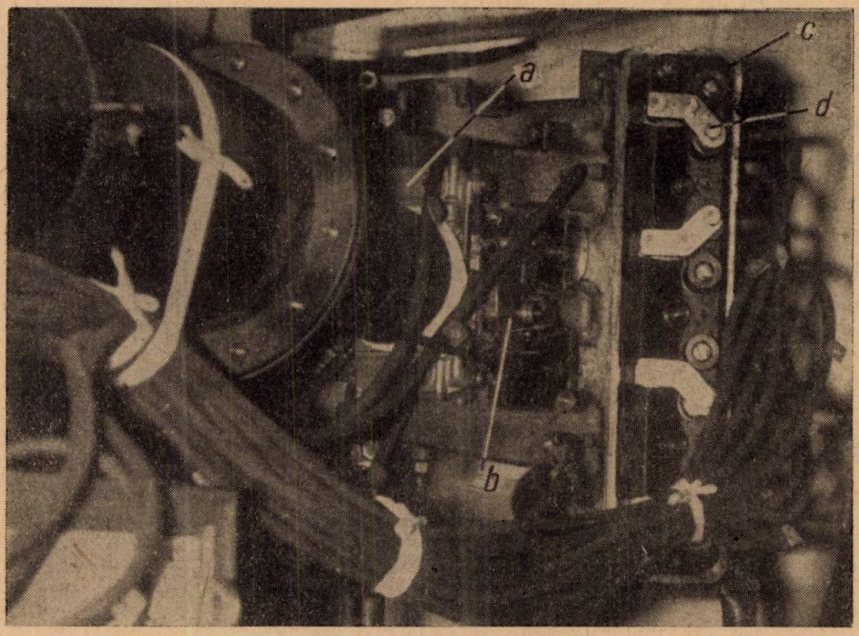


Fig. 15. — Detalii ale montajului instalației experimentale: *a* — carburatorul; *b* — maneta de comandă a carburatorului; *c* — chiulasa motorului studiat; *d* — șuruburile micrometrice pentru deschiderea supapelor.

Necesitatea de a exprima căderea de presiune utilă pentru comanda avansului la declanșarea scînteii electrice, a condus la studiul depresiunii pînă la camera dinaintea supapei. Rezultă expresii pentru variația depresiunii care vor fi în funcție de cifra Reynolds și de poziția obturatorului carburatorului și acestea valabile pentru tipul de canalizație studiat.

La introducerea eventuală a unor modificări constructive, se poate schimba întreaga structură de curgere și prin urmare experiențele trebuie reluate pentru întreg ansamblul motorului.

Datele experimentale ridicate sînt prezentate în figura 16 în coordonate normale și în figura 17 în coordonate logaritmice. Ele au fost ridicate numai pentru cilindrul *l*, variindu-se debitul cu ajutorul compresorului și a diferitelor deschideri de supapă concomitent cu cinci poziții (notate de la *a* la *e*) de deschidere ale obturatorului carburatorului (poziția *a* obturatorul complet deschis). Pe aceste diagrame s-au pus, suprapunîn-

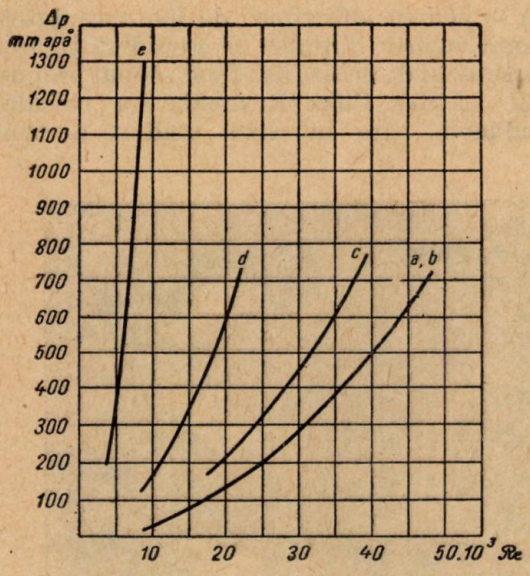


Fig. 16. — Variația depresiunii în galeria de aspirație Δp în funcție de cifra Reynolds Re (calculată pentru o secțiune medie) pentru diferite poziții (a — e) ale obturatorului (determinări în regim permanent).

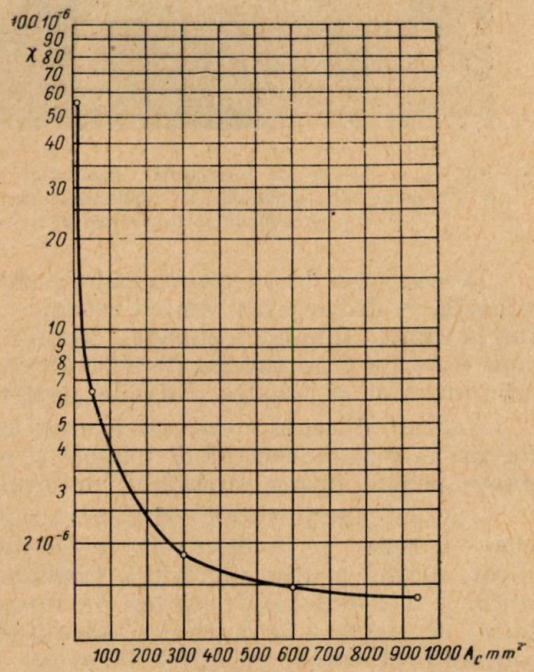


Fig. 18. — Valoarea factorului χ din ecuația (9) în funcție de secțiunea de curgere A_c pe lîngă obturator.

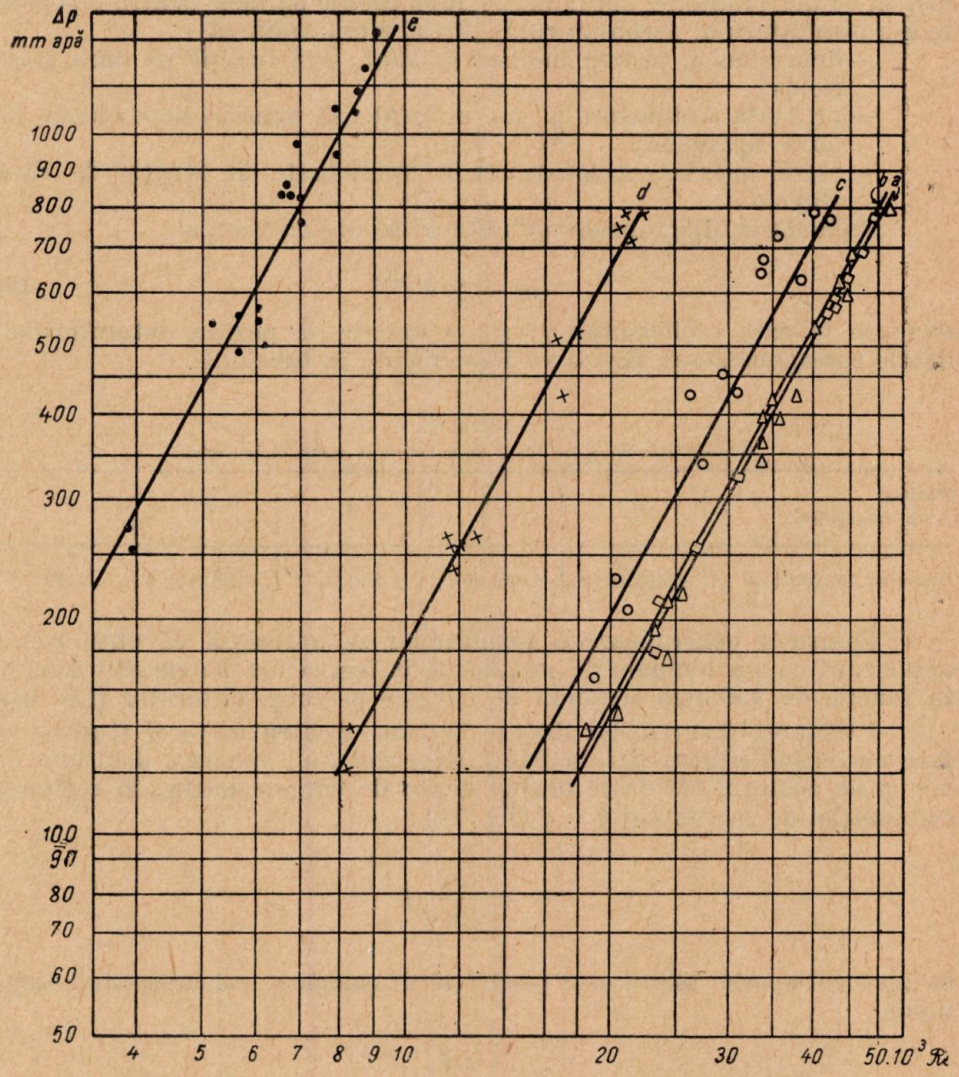


Fig. 17. — Variația depresiunii în galeria de aspirație în funcție de cifra Reynolds Re (calculată pentru o secțiune medie) pentru diferite poziții (a — e) ale obturatorului (determinări în regim permanent).

du-se perfect, puncte obţinute prin deschiderea simultană a două supape conform acţionării camerelor.

Din diagrama logaritmică se constată că punctele experimentale se dispun cu mulţumitoare aproximaţie după drepte paralele pentru o poziţie fixă a obturatorului carburatorului. Acest lucru arată că

— depresiunea, pentru motorul studiat, este funcţie de cifra Reynolds;
— prezenţa obturatorului nu influenţează practic dependenţa de cifra Reynolds;
— restul pierderilor locale pot fi aproximate în funcţie de cifra Reynolds.

Prelucrarea diagramelor permite să se obţină relaţia:

$$\Delta p = \chi \, \mathcal{R}_e^{1,86} \tag{9}$$

expresie în care coeficientul χ este o funcţie de poziţia obturatorului, datele corespunzătoare figurii 16 fiind redate în tabela 2.

Tabela 2

Valoarea factorului χ din relaţia (9) în funcţie de poziţia obturatorului

Poziţia obturatorului	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*
Valoarea factorului χ	$1{,}385.10^{-6}$	$1{,}450.10^{-6}$	$1{,}880.10^{-6}$	$6{,}450.10^{-6}$	56.10^{-6}

Pentru o generalizare a rezultatelor se apreciază că obturatorul acţionează ca o schimbare de secţiune şi în consecinţă datele sînt trecute în funcţie de valoarea secţiunii de curgere pe lîngă obturator (fig. 18).

Utilizarea diagramelor deduse la banc, pentru motorul studiat, se face cunoscînd pentru fiecare punct experimental, valoarea debitului de aer m cu ajutorul căruia se obţine viteza de curgere medie, în regiunea canalizaţiei de secţiune $d\,h = f$ (fig. 14):

$$w = \frac{m}{d\,h\,\gamma};$$

cu ajutorul acestei relaţii este posibil să se calculeze valoarea cifrei Reynolds

$$\mathcal{R}_e = \frac{w\,d\,\gamma}{\mu\,g},$$

deci

$$\mathcal{R}_e = \frac{m}{h\,\mu\,g},$$

cu ajutorul căreia se află (din ecuația (9) sau din figurile 16 și 17) valoarea depresiunii, care se corelează în continuare cu modul de variere al avansului. La aprecierea modului de comandare optimă a avansului este util să se țină seama experimental și de cursa reală a membranei asupra căreia acționează depresiunea.

★

În concluzie, la acest articol este necesar să se sublinieze următoarele :

1. Motoarele de turație ridicată permit în general acționarea automată a avansului la declanșarea scînteii electrice numai prin intermediul acțiunii depresiunii.

2. Această posibilitate este limitată pentru un motor dat de combustibilul utilizat; în cazul unor combustibili de cifră octanică scăzută este posibil ca să nu mai fie economică comanda numai prin intermediul depresiunii.

3. Studiul poziției prizei de presiune pentru preluat depresiunea în scopul adaptării acesteia la necesitățile de comandă ale avansului, este util să se facă pe model, la un banc în regim permanent, modelul fiind chiar canalizația cercetată, rezultatele fiind analizate în funcție de cursa reală a dispozitivului cu membrană asupra căreia acționează depresiunea.

REGELUNG DER VORZÜNDUNG BEI OTTO KRAFTFAHRZEUGMOTOREN MIT HILFE DES UNTERDRUCKS

ZUSAMMENFASSUNG

Als Folge der Analyse der Änderung des Optimalwertes der Vorzündung bei der Auslösung des elektrischen Zündfunkens mit der Umdrehungszahl und mit der Vorzündungskurve an der Klopffestigkeitsgrenze, wird festgelegt, daß es bei hochtourigen Motoren möglich ist, nur den Unterdruck in der Saugleitung zur Regelung der Vorzündung mit der Last und Umdrehungszahl heranzuziehen (Bild 3). Im Abschnitt 3 der Arbeit werden die Begrenzungen gezeigt, die durch die unzureichende Brennstoffqualität, dieser Art der Vorzündungsregelung auferlegt werden.

Da die Änderung der Vorzündung bei der Auslösung des elektrischen Funkens von der Änderung des Unterdruckes in der Saugleitung verschieden ist, wird die Aufgabe gestellt, in der Saugleitung eine Zone zu erzielen, in welcher die Änderung des Unterdruckes entsprechend ist. Eine theoretische Analyse des Durchflußprozesses zeigt, daß es eine solche Möglich-

keit gibt, zufolge der Tatsache, daß verschiedene Durchflußwiderstände, verschiedene Änderungen des Unterdrucks mit der Durchflußmenge bedingen. Als Folge wird vorgeschlagen, die Änderungsweise des Unterdrucks bei verschiedenen Betriebsverhältnissen, an Hand eines Luftgebläses mit gleichem Zustand zu verfolgen und die Verarbeitung der Ergebnisse mit Hilfe der Reynoldszahl zu unternehmen. Die Anlage wird in Abschnitt 5 beschrieben und die Ergebnisse der Versuche sind in Abschnitt 6 dargelegt. Für den untersuchten Motor (8 Zylinder in V, 97 mm Durchmesser und 85 mm Hub) ist die Änderung des Unterdruckes durch Gleichung (9) wiedergegeben und der Faktor χ der den Einfluß der Drosselklappe wiedergibt, kann aus Bild 18, in Abhängigkeit von der Durchflußöffnung um die Drosselklappe herum, entnommen werden.

BIBLIOGRAFIE

1. C. A. VASILESCU, I. ŞTEFAN, B. BARBESCU, *Studiul varierii avansului la declanşarea scînteii electrice în funcţie de depresiune la motoarele cu ardere internă.* St. cerc. energ. Seria B, **XII**, *2*, 193–208 (1962).
2. ALB. SCHLAG, *L'écoulement en conduites des liquides, gaz et vapeurs.* Dunod, Paris, 1949.

MĂCINABILITATEA CĂRBUNILOR DIN R.P.R.

DE

I. CARABOGDAN, C. CRĂCIUNEANU şi F. CROITORU

1. Creşterea într-o proporţie din ce în ce mai ridicată a consumului de cărbune sub formă pulverizată, în ţara noastră, în unităţi energetice de puteri mijlocii şi mari a impus studierea cît mai aprofundată a cărbunilor noştri din punct de vedere al rezistenţei lor la măcinare. Cunoaşterea coeficientului de măcinabilitate prezintă un interes deosebit atît pentru proiectarea morilor necesare măcinării, cît şi pentru întocmirea schemelor optime de pregătirea prafului de cărbune. Acest coeficient indică de asemenea şi modul de comportare al combustibilului în procesul arderii. Metodele utilizate pentru determinarea coeficientului de măcinabilitate şi principiile care stau la baza acestora sînt date pe larg în lucrările [1]—[16].

Cercetările asupra rezistenţei la măcinare a cărbunilor din R.P.R. au început din anul 1957, iniţial numai pentru unele sorturi de ligniţi iar apoi, la cererea ministerului de resort, pentru toate zăcămintele mai importante din ţară.

În prezenta lucrare se dau coeficienţii de măcinabilitate ai tuturor combustibililor solizi mai importanţi din R.P.R., prin aceasta, punîndu-se la dispoziţia proiectanţilor şi specialiştilor una dintre cele mai importante caracteristici pentru cercetarea, construcţia şi aprecierea funcţionării instalaţiilor de pregătire a prafului. Se prezintă de asemenea influenţa diferitelor caracteristici fizico-chimice ale combustibililor studiaţi asupra rezistenţei la măcinare, lucru ce permite stabilirea prealabilă a modului de comportare a schemelor de prepararea prafului şi a măsurilor ce se impun a fi luate în cazul schimbării naturii sau calităţii combustibilului. Rezultatele obţinute fundamentează şi justifică metoda morii ventilator propusă de Institutul de energetică şi precizează relaţiile de echivalenţă cu celelalte metode internaţionale [16].

2. Determinarea coeficienţilor de măcinabilitate a fost efectuată în paralel prin trei metode : metoda *VTI**) metoda morii cu bile *IE***) şi metoda morii ventilator***).

Pentru determinarea exponentului n — factorul determinant al compoziţiei granulometrice necesare calculării coeficientului de măcinabilitate prin metoda morii cu bile *IE* — au fost ridicate curbele granulometrice după 20 de minute de măcinare [15], pentru marea majoritate a cărbunilor romîneşti (fig. 1 *a* şi 1 *b*).

După cum se vede valoarea lui n variază între 1 şi 1,2, fapt care confirmă concluziile parţiale trase în lucrarea [15]. În scopul determinării exponentului p s-au trasat curbele din figura 2. După cum se vede, înclinarea dreptelor variază în limite destul de restrînse 42—50°, deci o variaţie a exponentului p între 0,9—1,2 lucru care justifică definitiv valoarea medie adoptată în aceeaşi lucrare citată anterior.

În figura 3, sînt prezentate curbele granulometrice ale cărbunilor romîneşti, obţinute prin metoda morii ventilator. După cum se constată valoarea exponentului n variază între 0,84 şi 1,1, fapt ce confirmă experimental valoarea medie de 0,97 propusă în lucrarea [16]. Trebuie menţionat că în cadrul unei categorii de cărbuni, valoarea coeficientului n oscilează în limite şi mai restrînse.

3. Pentru a se prezenta un material unitar şi a avea o privire de ansamblu asupra rezistenţei la măcinare a cărbunilor din R.P.R., rezultatele cercetărilor din anul acesta sînt completate cu cele obţinute pentru bazinul Oltenia şi prezentate în lucrarea [17].

În tabela 1, sînt prezentate caracteristicile tehnice şi coeficienţii de măcinabilitate ai combustibililor din R.P.R. determinaţi prin cele trei metode.

Din datele prezentate în acest tabel reies următoarele :

3.1. Coeficientul de măcinabilitate determinat prin metoda morii ventilator variază pentru cărbunii romîneşti studiaţi între 0,4—2,80 ; din

*) $m_{VTI} = 2\left(\ln\frac{100}{R_{88}}\right)^{2/3}$.

**) $m_{IE} = \left(\frac{\ln\frac{100}{R_x}}{\ln\frac{100}{R_x^{et}}}\right)^{\frac{1}{p}} = 3{,}85\left(\ln\frac{100}{R_{88}}\right)^{0{,}9}$.

***) $m_V = \frac{1}{\ln\frac{100}{R_x^{et}}} \cdot \frac{x^{n_{et}}}{x^n} \ln\frac{100}{R_x} = 11{,}8 \log\frac{100}{R_{88}}$.

Fig. 1. — Curbele granulometrice obţinute prin metoda I E. *a*) *Vu* — Vulcan brut ; *Şo* —Şorecani 0—350 mm ; *Co* —Comăneşti 0—300 mm ; *Şt* — Şotînga mina 2 -0-700 mm ; *Vo*—Voivozi 0—700 mm ; *IP* — *Ipu* 0—700 mm ; *Cp*-Căpeni 0—700 mm ; *Vg*2—Vîrghiş mina 2. 0—700 mm ; *Vg*1 — Vîrghiş mina 1, 0—700 mm ; *Ps* — Pescăreasa 0—700 mm ; *B* — Berevoeşti 0—700 mm.
b) L_0 — Lonea 0—700 mm ; *A* — Aninoasa brut ; *P* — Petrila brut ; *Vod* — Voivozi deshidratat 30—350 mm ; *Sr* —Sărmăşag 0—700 mm ; *F* — Filipeştii de Pădure 0—700 mm ; *G*4-Godeni 4, 0—700 mm ; *Po* — Poenari 0—700 mm.

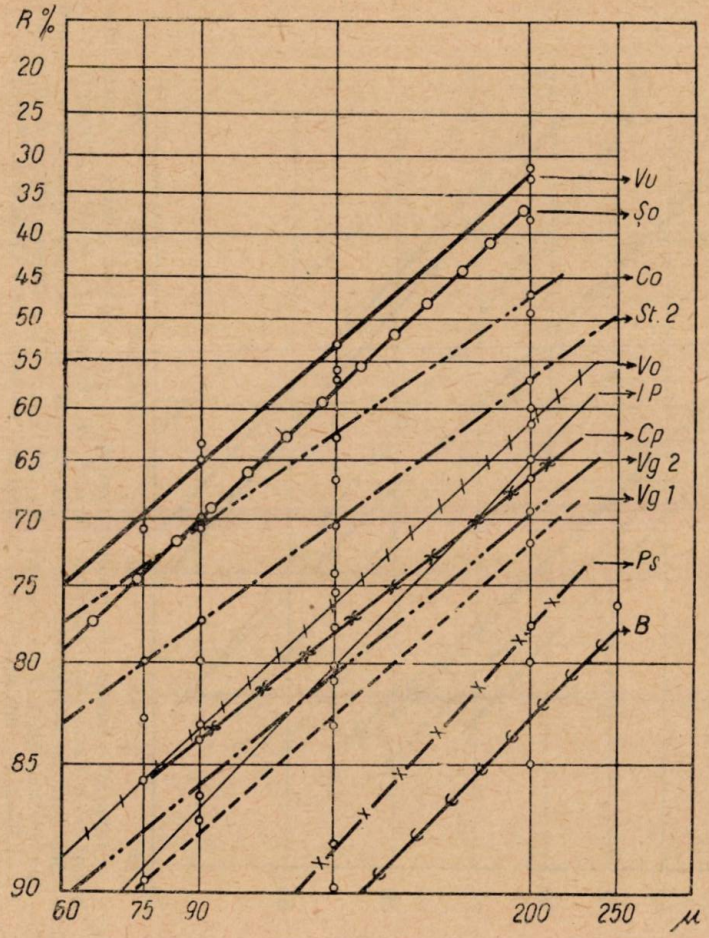

R %
20
25
30
35
40
45
50
55
60
65
70
75
80
85
90
60
75
90
200
250
μ
Vu
So
Co
St. 2
Vo
I P
Cp
Vg 2
Vg 1
Ps
B

Fig. 1 *a*

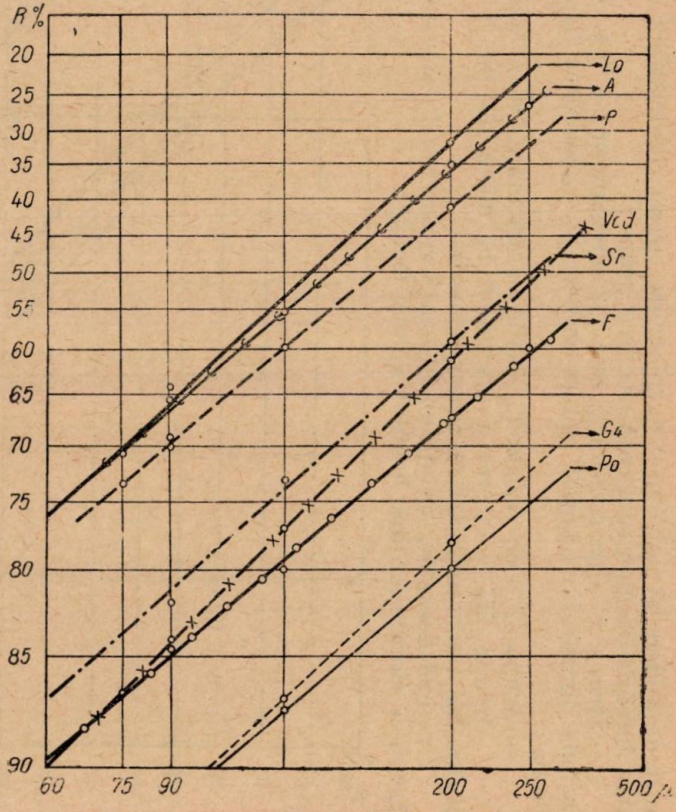

R %
20
25
30
35
40
45
50
55
60
65
70
75
80
85
90
60
75
90
200
250
500 μ
Lo
A
P
Vcd
Sr
F
G4
Po

Fig. 1 *b*

punct de vedere al rezistenţei la măcinare, aceşti combustibili solizi s-ar putea împărţi (în mod convenţional) în 3 grupe :

— Grupa I — cu rezistenţă mare la măcinare ($m_V = 0{,}4 - 0{,}8$), care cuprinde ligniţii din bazinul Schitu-Goleşti şi majoritatea ligniţilor din Oltenia ;

— Grupa II — cu rezistenţa medie la măcinare ($m_V = 0{,}8 - 1{,}5$) ;

— Grupa III — cu rezistenţa mică la măcinare ($m_V = 1{,}5 - 2{,}8$) din care fac parte unii cărbuni bruni şi huilele.

În mod deosebit, trebuie menţionată rezistenţa la măcinare foarte ridicată a cărbunilor din bazinul Schitu-Goleşti.

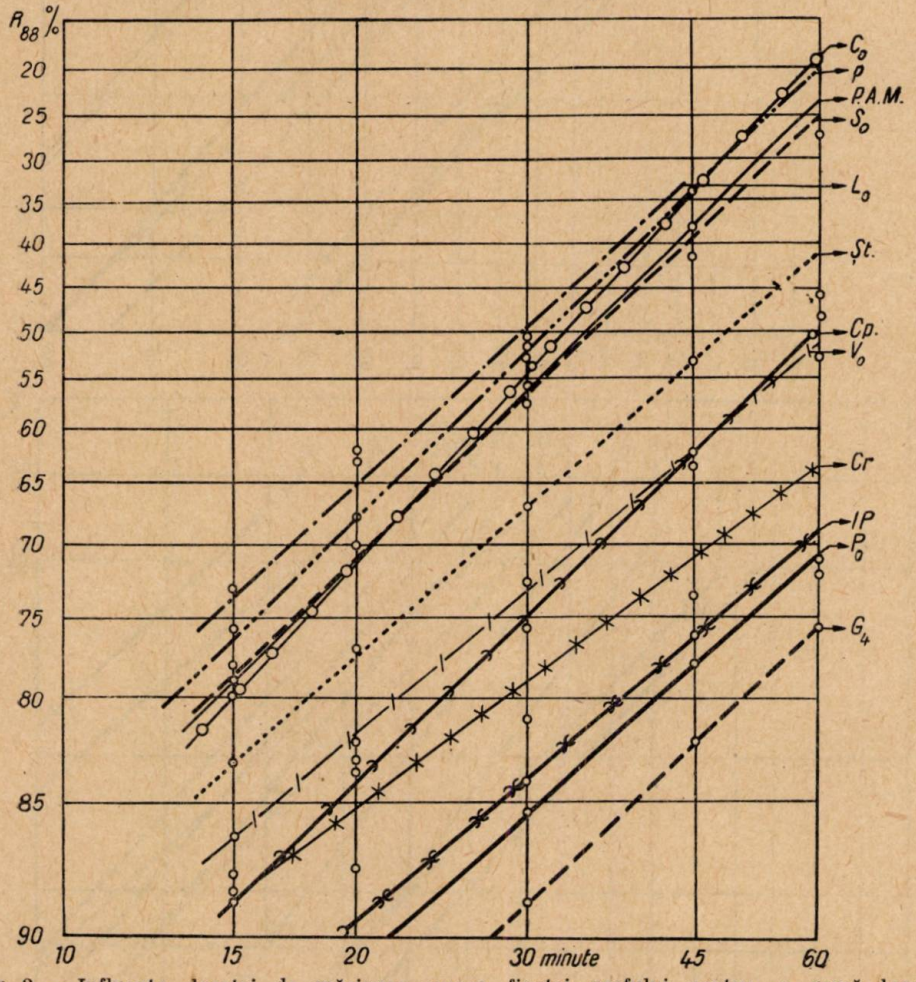


Fig. 2. — Influenţa duratei de măcinare asupra fineţei prafului pentru o gamă largă de cărbuni din R.P.R. — *Co* — Comăneşti 0—300 ; *P* — Petrila brut ; *PAM* — Preparaţie Anina mixte ; *Şo* — Şorecani 0—350 mm ; *Lo* — Lonea brut ; *Şt* — Şotînga mina 2, 0 — 700 mm ; *IP* — *Ipu* 0—700 mm ; *Po* — Poenari 0— 700 mm ; *G4* — Godeni puţ 4, 0—700 mm ; *Cp* — Căpeni 0—700 mm ; *Vo* — Voivozi 0—700 mm ; *Cr* — Cornitel 0—700 mm.

3.2. Între coeficienții de măcinabilitate determinați prin cele trei metode există o dependență univocă, valorile obținute prin metoda *VTI* fiind cele mai mici iar prin metoda morii ventilator cele mai ridicate.

În figura 4 este prezentată corespondența dintre coeficienții de măcinabilitate, determinați prin metoda morii ventilator și morii cu bile *IE* pentru 82 sorturi de cărbuni din R.P.R.

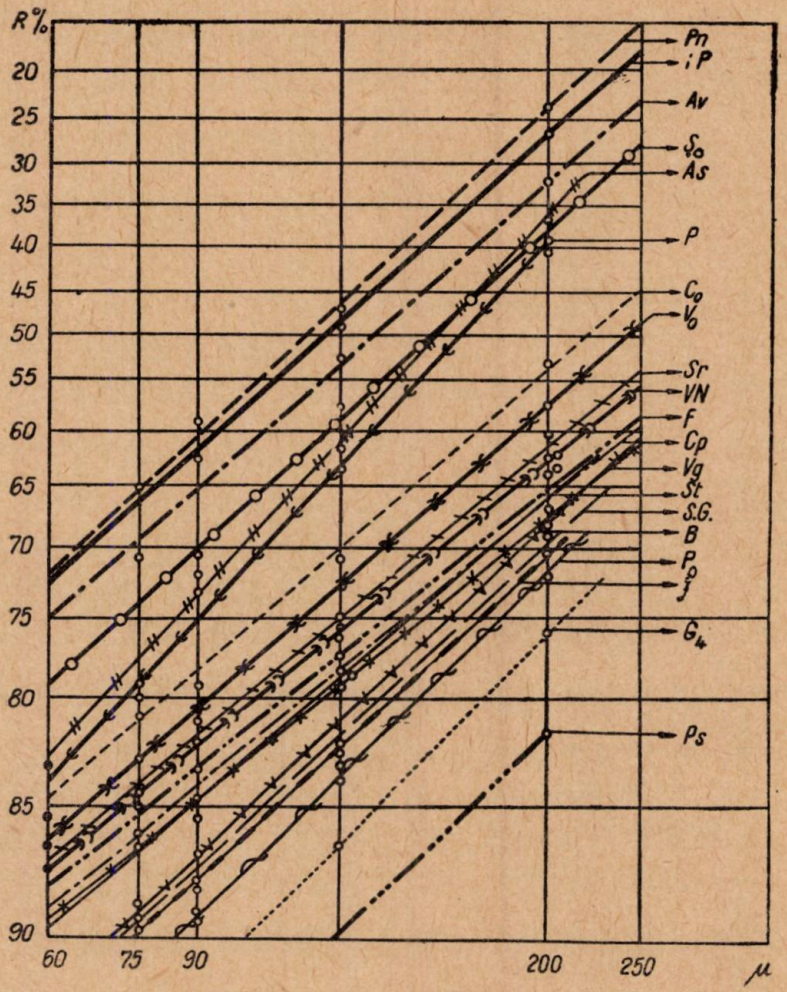


Fig. 3. — Curbele granulometrice ale cărbunilor romînești. *Pn* — Ponor mina 1; *IP* — *Ipu* 0—700 mm; *Av* — Anina vest; *So* — Șorecani 0—350 mm; *As* — Aninoasa brut; *P* — Petrila brut; *Co* — Comănești 0—300 mm; *Vo* — Voivozi 0—700 mm; *Sr* — Sărmășag 0—700 mm; *VN* — Bratca, Valea-Neagră 0—700 mm; *F* — Filipeștii de Pădure 0—700 mm; *Cp* — Căpeni 0—700 mm; *Vg* 1 — Vîrghiș mina 1, 0—700 mm; *St* — Șotînga mina 3; *SG* — Schitu Goleşti 30—700 mm; *B* — Berevoești 0 — 700 mm; *Po* — Poenari 0 — 700 mm; *J* — Jugur 0—700 mm; *G4* — Godeni puț 4 0—700 mm; *Ps* — Pescăreasa 0—700 mm.

Tabela 1

Rezistența la măcinare a cărbunilor din R.P.R.

Nr. crt.	Denumirea combustibilului	Granulație	W_t^i %	A^i %	Q_i^i kcal/kg	W_a^a %	A^{anh} %	MV^{mc} %	R_{88} %	R_{200} %	M_{VTI}	M_{IE}	M_V
1	Horăşti		42,4	14,70	2370	22,9	25,1	60,9	89,73	75,35	0,44	0,515	0,55
2	Leurda		38,85	18,65	2296	19,1	30,3	62,6	89,27	73,1	0,45	0,515	0,58
3	Roşia de Jiu	—	44,9	8,25	—	15,5	15,0	58,5	87,17	68,2	0,61	0,63	0,71
4	Rovinari mina 1	—	40,8	23,98	1812	24,1	40,5	69,0	87,3	71,2	0,50	0,57	0,70
5	Rovinari mina 2	—	39,3	31,60	1311	17,6	52,0	63,3	82,66	68,2	0,67	0,74	0,98
6	Rovinari carieră	—	39,3	23,22	1886	17,5	38,2	63,4	85,27	72,0	0,52	0,59	0,82
7	Rovinari	0—80	35,9	33,00	1605	16,1	51,6	67,0	80,73	58,0	0,71	0,93	1,10
8	Rovinari	80—350	41,9	17,42	2264	16,3	30,0	62,6	86,87	66,8	0,67	0,68	0,72
9	Rovinari	0—700	38,9	21,02	2119	15,2	34,5	62,0	85,83	65,5	0,67	0,72	0,78
10	Albeni galeria 1	—	36,4	28,10	1802	16,5	44,2	55,8	82,40	64,8	0,62	0,84	0,99
11	Albeni plan înclinat	—	33,7	33,30	1571	16,3	50,4	67,0	82,00	64,1	0,74	0,96	1,02
12	Voivozi	0—30	24,30	38,50	2674	14,69	50,70	61,84	71,0	49,7	0,81	1,14	1,76
13	Voivozi	30—350	29,60	21,50	2538	18,97	30,60	61,60	79,4	62,5	0,60	0,74	1,18
14	Voivozi	0—700	30,60	19,30	2448	17,98	27,79	57,06	77,0	57,2	0,70	0,85	1,34
15	Voivozi deshidratat	0—30	22,20	28,40	2788	14,00	36,58	63,16	76,5	49,7	0,92	1,35	1,36
16	Voivozi deshidratat	30—350	23,65	12,80	2720	15,80	16,70	51,25	81,2	55,1	0,67	0,92	1,07
17	Ipu	0—30	26,95	34,00	2415	16,17	46,40	59,50	77,0	57,0	0,74	1,00	1,34
18	Ipu	30—350	31,95	16,80	2362	21,74	24,70	55,00	83,2	68,4	0,47	0,51	0,94
19	Ipu	0—700	31,35	26,10	2292	19,54	38,0	57,90	79,4	62,1	0,57	0,74	1,18
20	Bratca, Valea-Neagră	0—30	28,20	32,80	3061	18,62	45,78	55,20	76,2	54,2	0,66	0,83	1,39
21	Bratca, Valea-Neagră	30—350	33,90	18,10	2734	18,66	27,40	54,75	80,5	61	0,57	0,66	1,11
22	Bratca, Valea-Neagră	0—700	33,10	19,45	2610	17,95	29,16	55,70	77,0	55,2	0,66	0,95	1,34
23	Bratca, Corniţel	0—700	28,30	28,30	1807	17,54	39,50	55,56	76,5	49,9	0,66	0,81	1,36
24	Şorecani	0—16	10,75	28,92	3537	7,80	32,42	52,20	67,0	40,5	1,08	1,66	2,05

Tabela 1 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea combustibilului	Granulaţie	W_t^i %	A^i %	Q_i^i kcal/kg	W_a^a %	A^{anh} %	MV^{mc} %	R_{88} %	R_{200} %	M_{VTI}	M_{IE}	M_V
25	Şorecani	16—350	9,75	30,70	3584	7,74	34,00	51,20	67,0	41,0	1,01	1,58	2,05
26	Şorecani	0—350	10,25	34,00	3536	8,10	38,20	50,50	68,0	42,0	1,00	1,53	1,76
27	Sărmăşag	0—30	38,0	17,48	1747	17,30	28,20	52,00	81,0	69,0	0,61	0,78	1,08
28	Sărmăşag	30—350	33,70	15,20	2095	22,52	23,0	54,20	85,0	66,5	0,50	0,78	0,82
29	Sărmăşag	0—700	32,77	21,10	2134	21,30	31,30	60,50	82,5	61,8	0,63	0,80	0,99
30	Filipeştii de Pădure	0—30	21,70	22,20	2858	12,25	25,90	35,60	74,5	48	0,92	1,34	1,51
31	Filipeştii de Pădure	30—350	27,90	16,22	2696	15,70	22,42	60,30	84,7	65,2	0,60	0,78	0,85
32	Filipeştii de Pădure	0—700	26,44	19,92	2788	16,38	27,10	61,02	84,0	63,3	0,62	0,76	0,89
33	Filipeştii de Pădure deshidratat	0—15	17,50	39,70	3110	12,74	48,16	65,50	67,7	45	1,05	1,59	1,99
34	Filipeştii de Pădure deshidratat	40—120	21,47	14,50	2928	14,28	19,80	63,12	81,8	61,8	0,65	0,81	1,03
35	Sotînga, mina 2	0—700	30,35	26,30	1754	14,67	37,70	64,02	76,5	60,2	0,79	1,12	1,38
36	Sotînga mina 3	0—700	28,20	26,62	2281	16,16	37,06	66,10	85,5	64,5	0,57	0,70	0,80
37	Căpeni	0—30	50,30	18,35	1996	18,06	36,80	68,69	83,7	65,3	0,67	0,77	0,91
38	Căpeni	30—350	50,62	14,32	1994	18,52	28,80	68,02	85,2	68,3	0,60	0,73	0,82
39	Căpeni	0—700	49,20	12,85	2022	16,72	25,38	61,20	83,9	64,2	0,64	0,77	0,90
40	Vîrghiş, mina 1	0—700	60,00	5,89	1703	22,81	14,70	63,69	82,1	75,1	0,53	0,63	0,65
41	Vîrghiş, mina 2	0—700	54,26	10,40	1760	20,42	22,38	62,02	87,9	71,4	0,55	0,65	0,66
42	Vîrghiş prod. curentă	—	54,40	8,28	1745	20,88	18,32	62,06	87,9	70,8	0,52	0,63	0,66
43	Comăneşti	0—16	18,80	29,10	3379	8,70	35,80	56,50	70,4	51,2	0,98	1,51	1,80
44	Comăneşti	16—300	18,95	17,32	3282	9,10	21,40	54,04	75,2	58	0,93	1,30	1,46
45	Comăneşti	0—300	20,30	27,62	3168	8,70	34,64	48,72	70,6	52,4	1,04	1,50	1,78
46	Schitu-Goleşti, deshidratat	0—30	23,72	18,35	3452	11,74	24,09	58,54	83,2	57,3	0,63	0,85	0,94

Tabela 1 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea combustibilului	Granulaţie	W_t^i %	A^i %	Q_i^i kcal/kg	W_a^a %	A^{anh} %	MV^{mc} %	R_{88} %	R_{200} %	M_{VTI}	M_{IE}	M_V
47	Schitu-Goleşti deshidratat	0—350	26,60	6,72	3477	12,06	9,17	57,50	82,6	65,6	0,49	0,56	0,98
48	Schitu-Goleşti	0—30	39,90	15,90	2410	16,87	26,40	79,8	86,6	65,3	0,47	0,51	0,74
49	Schitu-Goleşti	30—350	39,50	5,64	3744	14,40	9,30	59,70	88,2	75,1	0,33	0,46	0,64
50	Schitu-Goleşti	30—700	40,80	5,50	3856	12,05	9,20	61,12	88,3	68,2	0,46	0,51	0,64
51	Poenari	0—700	39,85	9,35	1775	12,94	15,54	59,02	89,8	72,0	0,44	0,46	0,55
52	Pescăreasa	0—700	39,60	8,85	1836	15,94	14,68	59,67	91,9	78,1	0,38	0,41	0,43
53	Godeni puţ 2	0—700	37,70	17,60	2487	15,66	28,23	57,40	85,3	64,6	0,46	0,62	0,79
54	Godeni puţ 4	0—700	41,00	11,0	2320	16,94	18,69	56,9	91,8	76,4	0,42	0,43	0,44
55	Berevoeşti	0—30	47,60	14,00	2367	16,37	26,63	59,55	85,2	65,2	0,60	0,72	0,82
56	Berevoeşti	30—350	46,60	9,40	2510	11,23	17,62	59,60	90,8	76,3	0,36	0,40	0,49
57	Berevoeşti	0—700	41,50	10,10	2652	15,89	17,22	57,96	86,4	67,2	0,43	0,51	0,75
58	Jugur	0—700	40,54	8,04	2784	12,26	13,50	61,60	87,6	69,6	0,43	0,50	0,66
59	Petrila brut	—	7,24	24,40	4834	2,77	26,30	48,70	72,9	51,3	1,09	1,59	1,62
60	Aninoasa brut	—	8,38	23,10	4806	2,54	25,20	47,20	71,4	37,2	1,12	1,71	1,73
61	Lonea brut	—	9,68	29,60	4074	3,09	32,70	50,00	67,7	35,2	1,20	1,88	2,00
62	Vulcan	0—80	6,93	22,80	5031	2,34	24,50	47,10	75,1	49,9	1,20	1,74	1,82
63	Uricani brut	—	6,45	34,22	5074	1,84	36,66	49,20	69,0	49,4	1,18	1,86	1,91
64	Preparaţie Petrila spălat normal	0—10	14,22	13,70	8191	3,50	16,00	48,00	69,0	43,6	1,20	1,81	1,91
65	Preparaţie Petrila spălat special	0—10	14,04	6,96	8181	3,20	8,10	45,50	73,5	33,1	1,05	1,54	1,58
66	Preparaţie Petrila spăl. mixte	0—10	16,94	35,30	3118	3,20	42,50	53,30	71,0	39,7	1,06	1,7	1,75
67	Preparaţie Petrila spălat	3—16	11,27	15,70	8554	3,14	17,70	46,40	72,8	38,6	1,07	1,58	1,64
68	Preparaţie Petrila spălat	10—80	8,74	11,40	8675	2,91	12,50	46,70	70,2	40,0	1,05	1,56	1,82

Tabela 1 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea combustibilului	Granulație	W_l^i %	A^i %	Q_i^i kcal/kg	W_a^a %	A^{anh} %	MV^{mc} %	R_{88} %	R_{200} %	M_{VTI}	M_{IE}	M_V
69	Lupeni brut	—	8,22	24,20	4960	1,95	26,40	46,65	69,6	38,6	1,10	1,74	1,86
70	Vulcan brut	—	9,33	12,05	4956	3,14	13,35	43,20	69,6	35,5	1,11	1,58	1,86
71	Preparație Lupeni spălat normal	0—80	12,75	10,0	6218	2,08	11,42	45,30	72,0	36,8	1,06	1,42	1,68
72	Preparație Lupeni spălat special	0—50	10,30	8,90	6397	2,08	10,00	55,60	75,2	43,0	1,05	1,40	1,46
73	Preparație Lupeni mixte	0—10	18,10	38,10	2982	1,83	46,5	50,9	67,0	40,6	1,17	1,82	2,05
74	Preparație Lupeni mixte	0—80	16,88	28,60	2977	1,86	34,30	50,80	69,80	42,1	1,10	1,65	1,84
75	Anina est	—	10,10	18,80	5126	1,74	20,84	34,40	—	—	—	—	—
76	Anina vest	—	3,53	17,90	5476	1,46	18,50	32,80	61,6	31,8	1,25	2,15	2,48
77	Anina sud	—	3,37	12,70	5447	1,09	12,87	30,48	58,8	26,9	1,35	1,91	2,79
78	Ponor mina 1	—	6,91	22,60	4564	1,28	24,30	35,60	65,8	24,6	1,30	1,53	2,10
79	Ponor mina 2	—	4,18	16,40	4736	1,84	17,32	32,00	64,6	31,7	1,15	1,59	2,24
80	Preparație Anina spălat	0—30	11,05	5,70	5949	1,45	7,52	33,40	58,0	23,1	1,40	2,21	2,3
81	Preparație Anina mixte	—	9,08	57,50	1936	0,86	63,40	53,00	68,2	45,7	1,10	1,42	1,96
82	Preparație Anina tăciunos	—	2,14	34,20	2138	1,40	34,80	43,80	75,2	55,4	0,96	1,48	1,47

După cum se vede, marea majoritate a punctelor se situează de-a lungul unei drepte dată de relația (1) [16], [18]

$$m_V = 1{,}13 m_{IE} + 0{,}05. \tag{1}$$

De asemenea, pentru a vedea echivalența dintre coeficienții de măcinabilitate determinați prin metoda morii ventilator și aceiași coeficienți determinați prin alte metode internaționale, s-a trasat în figura 5, dependența dintre m_V și m_{VTI}.

Media punctelor se situează pe o dreaptă a cărei ecuație este

$$m_V = 2 m_{VTI} - 0{,}35. \tag{2}$$

MUSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA 1848

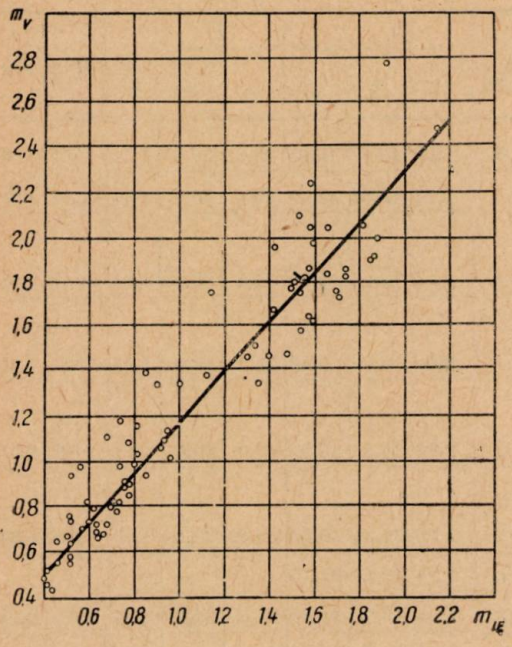


Fig. 4. — Corespondența dintre coeficienții de măcinabilitate determinați prin metoda morii ventilator și a morii cu bile *IE*.

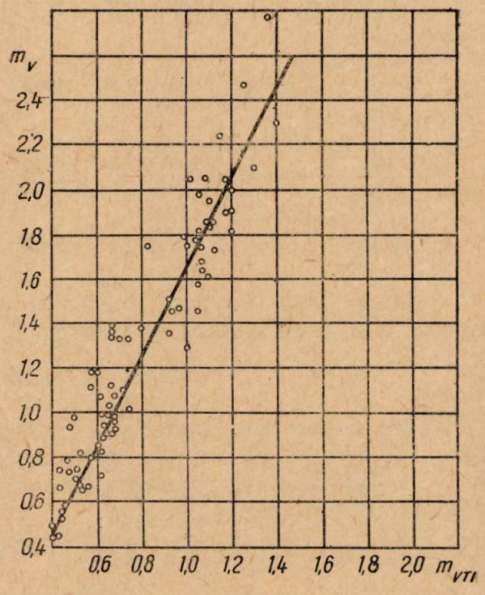


Fig. 5 — Corespondența dintre coeficienții de măcinabilitate determinați prin metoda morii ventilator și a morii cu bile *VTI*.

Relația (2), datorită faptului că se bazează pe un număr mare de date experimentale este mai exactă decît relația (1) din lucrarea [19], determinată pe baza numai a 6 puncte. Este de remarcat faptul că diferența constă numai în corectarea pantei cu 5°. Pe baza relației (2) se poate

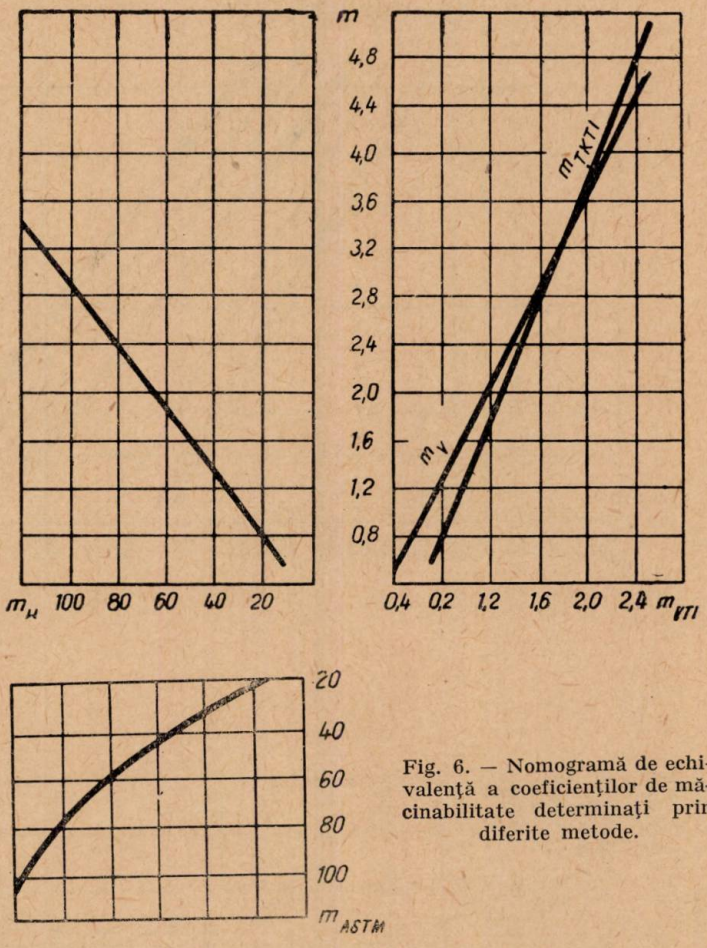


Fig. 6. — Nomogramă de echivalență a coeficienților de măcinabilitate determinați prin diferite metode.

trasa nomograma din figura 6, cu ajutorul căreia se pot afla coeficienții de măcinabilitate corespunzători mai multor metode internaționale.

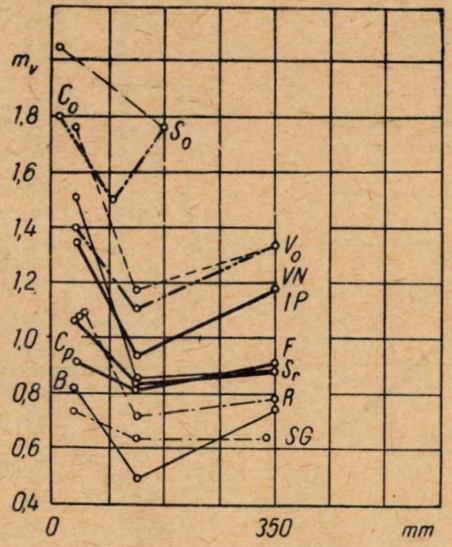
Se poate observa că valorile coeficienților de măcinabilitate determinați prin metoda morii ventilator sînt foarte apropiate de cele găsite prin metoda *TKTI*.

3.3. Sortul granulometric al cărbunilor livrați de diferite întreprinderi miniere influențează în mod sensibil valoarea coeficientului de măcinabilitate. În tabela 1, sînt prezentați 11 cărbuni livrați, majoritatea în

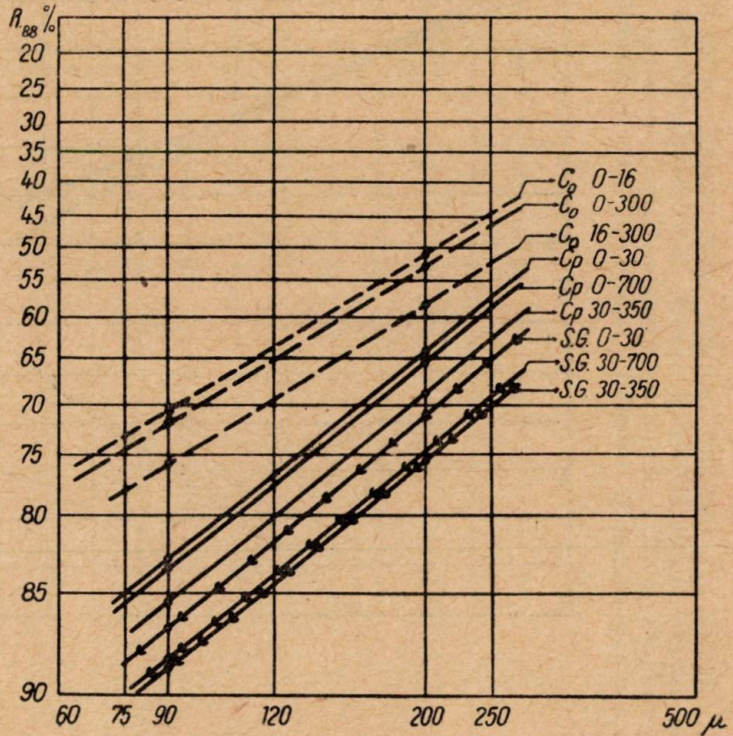
Fig. 7. — *a*) Influența sortului granulometric asupra rezistenței la măcinare.

Șo — Șorecani; *Co* — Comănești; *Vo* — Voivozi; *VN* — Bratca, Valea-Neagră; *IP* — *Ipu*; *Sr* — Sărmășag; *F* — Filipeștii de Pădure; *Cp* — Căpeni; *R* — Rovinari; *B* — Berevoești; *SG* — Schitu Golești.

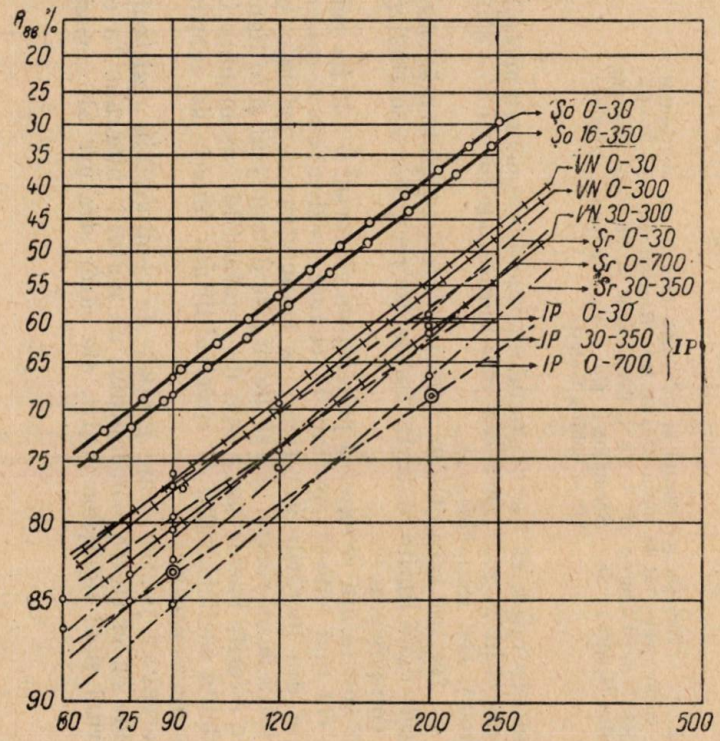
b) *c*) *d*) — Influența sortului granulometric asupra repartiției granulometrice: *IP* — *Ipu*; *Șo* — Șorecani; *VN* — Bratca, Valea-Neagră; *Vo* — Voivozi; *Sr* — Sărmășag; *F* — Filipeștii de Pădure; *Cp* — Căpeni; *Co* — Comănești; *B* — Berevoești; *SG* — Schitu Golești.



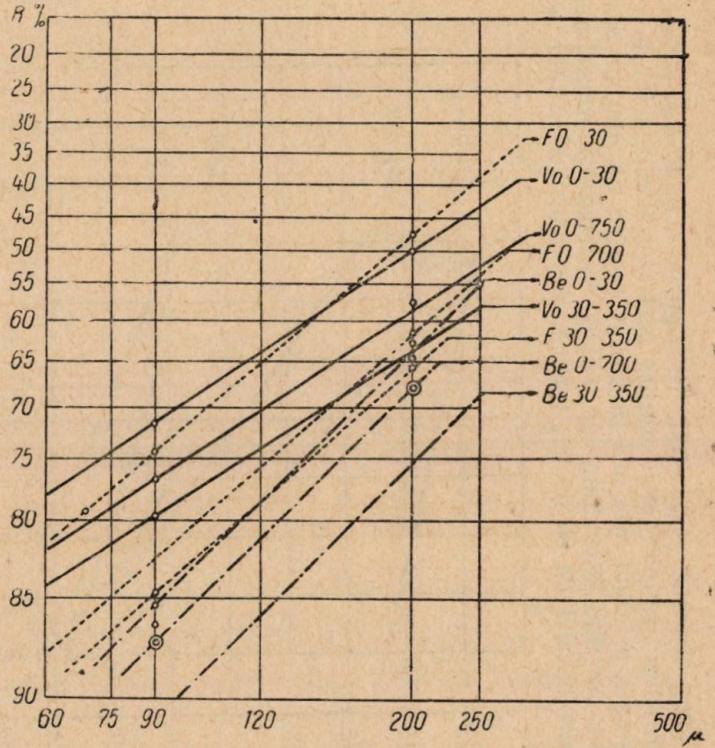
a



b


R_{88} %
20
25
30
35
40
45
50
55
60
65
70
75
80
85
90
60
75
90
120
200
250
500
So 0-30
So 16-350
VN 0-30
VN 0-300
VN 30-300
Sr 0-30
Sr 0-700
Sr 30-350
IP 0-30
IP 30-350
IP 0-700
IP

c


R %
20
25
30
35
40
45
50
55
60
65
70
75
80
85
90
60
75
90
120
200
250
500
μ
FO 30
Vo 0-30
Vo 0-750
FO 700
Be 0-30
Vo 30-350
F 30 350
Be 0-700
Be 30 350

d

sorturile: 030, 30—350 şi 0—700. În figurile 7 *a*, *b*, *c* şi *d*, se arată influenţa sortului granulometric asupra rezistenţei la măcinare.

După cum se vede, din aceste curbe, pentru un anumit cărbune, prin variaţia sortului granulometric, curba de repartiţie granulometrică se deplasează paralel cu ea însăşi, aşa că exponentul *n* rămîne acelaşi.

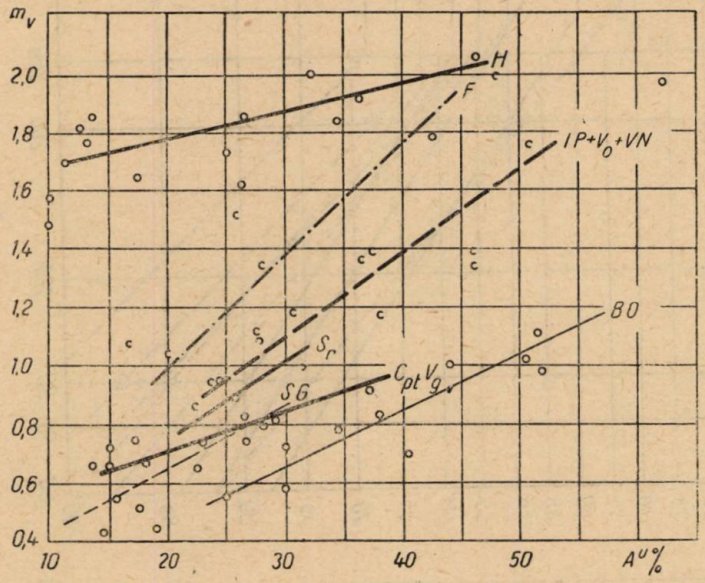


Fig. 8. — Variaţia rezistenţei la măcinare funcţiei de conţinutul de cenuşă raportat la masa uscată. *BO*—Bazinul Oltenia; *F*—Filipeştii de Pădure; *IP* + *Vo* + *VN* = *IPU* — Voivozi, Bratca, Valea-Neagră; *Sr* — Sărmăşag; *Cp* + *Vg* — Căpeni, Vîrghiş; *SG* — Schitu Goleşti.

De asemenea reiese că sortul granulometric 0—30 pentru acelaşi cărbune, are rezistenţa la măcinare cea mai redusă, iar sortul 30—350 (sa cel intermediar), cea mai ridicată.

Sortul 0—700 sau respectiv 0—0350 are o rezistenţă la măcinare c prinsă între cele două limite, datorită influenţei reciproce a sorturilor granulometrice componente.

Această constatare se explică prin faptul că sortul 0—30 (în genera mărunt) are cel mai ridicat conţinut de cenuşă (vezi tabela 1) care dupa cum s-a văzut din lucrările anterioare se caracterizează printr-o rezistenţă foarte mică la măcinare. Acest lucru este demonstrat şi în figura în care pentru diferite bazine sau grupe de combustibili asemănători, s-a trasat dependenţa coeficientului de măcinabilitate funcţie de conţinutu de cenuşă la masa uscată.

De observat că pentru toate grupele de combustibili rezistenţa la măcinare scade cu creşterea conţinutului de materii minerale. În cazul cărbunilor bruni şi al ligniţilor noştri, ale căror straturi alternează cu

roca argiloasă, materia minerală din cărbune este friabilă. În cazul huilelor această dependență este mai puțin accentuată, în special datorită naturii deosebite a masei minerale.

Pentru a clarifica modul în care conținutul de cenușă influențează rezistența la măcinare a aceluiași cărbune, s-au făcut două serii de experiențe, una cu cărbuni de Voivozi 0—700 și alta cu cărbuni *Ipu* — 0—30, Șorecani 0—16 și Bratca Valea-Neagră 0—30. Toți acești combustibili au fost spălați și apoi prin amestecarea în diferite proporții a sterilului cu partea recuperată, s-au realizat porții de cărbune cu conținuturi diferite de cenușă. Aceste porții au fost aduse la umiditatea higroscopică și după aceea, li s-a determinat rezistența la măcinare. Caracteristicile combustibililor cercetați sînt date în tabela 2.

Tabela 2

Cărbunele	$W^a a$ %	A^{anh} %	M_V
Voivozi 0—700	~ 18	16,30	0,84
		19,90	0,93
		21,40	1,03
		27,79	1,34
		37,00	1,35*
Ipu 0—30	~ 16	14,12	1,33
		24,68	1,14
		37,70	1,02
		38,80	0,95
		46,40	1,34*
Sorecani 0—16	~ 8	10,75	2,01
		19,40	1,95
		29,92	1,81
		32,42	2,05*
Bratca Valea-Neagră 0—30	~ 19	17,70	1,40
		28,30	1,31
		35,42	1,14
		45,78	1,33*

Rezultatele obținute sînt prezentate grafic în figura 9.

(Ultima valoare însemnată cu „*" din fiecare cărbune reprezintă caracteristica combustibilului natural indicată și în tabela 1). După cum se vede pentru sortul mărunt (0—30 ; 0—16) creșterea conținutului de cenușă duce la o oarecare micșorare a coeficientului de măcinabilitate (deci la o creștere a rezistenței la măcinare) valoarea cea mai mică a acestuia, situîndu-se totuși deasupra valorilor coeficienților de măcinabilitate determinați pentru sorturile 0—700 și 30—350. Această mărire a rezistenței la măcinare o dată cu creșterea conținutului de steril se datorește faptului că prin spălare, partea cea mai friabilă a sterilului este îndepărtată cu agentul de spălare. Valorile coeficientului de măcinabilitate corespunzătoare cărbunelui inițial sînt mai mari, cu toate că conținutul de cenușă este mai ridicat, tocmai datorită prezenței acestei părți a sterilului care este foarte friabilă.

În cazul sortului granulometric 0—700 datorită diferenței mari dintre rezistența la măcinare a sterilului și a combustibilului propriu-zis, creșterea conținutului de cenușă determină scăderea accentuată a rezistenței la măcinare. Această influență variază de la un combustibil la altul în funcție de natura sterilului.

Se menționează faptul că cercetările care se fac în străinătate asupra caracteristicilor de măcinare ale cărbunilor tineri [4], [9], [20] indică

acelaşi gen de influenţă a conţinutului de cenuşă. Deosebirea constă numai în aceea că rezistenţa la măcinare a cărbunilor tineri în R.P.R. este cu mult mai mare decît a acelora studiaţi în străinătate.

3.4. Asupra rezistenţei la măcinare influenţează şi materiile volatile ale combustibililor respectivi. Dacă trasăm într-un grafic dependenţa coeficientului de măcinabilitate faţă de conţinutul de materii

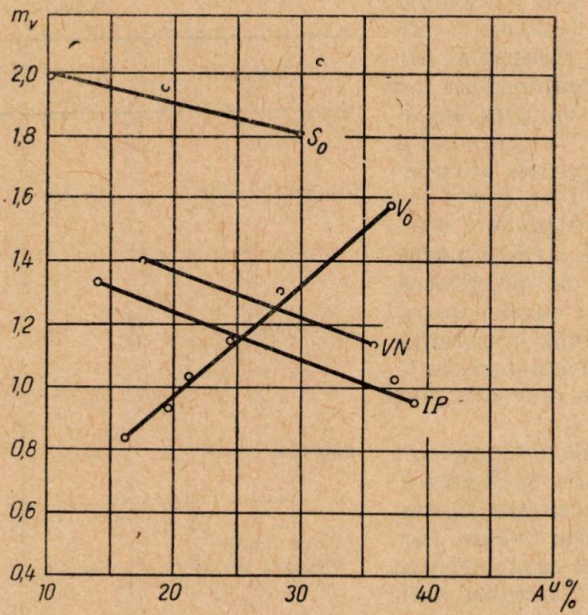


Fig. 9. — Influenţa conţinutului de cenuşă asupra rezistenţei la măcinare.

volatile, raportat la masa combustibilă, se obţine o bandă (fig. 10) din care se vede informativ că combustibilii cu conţinut mai ridicat de materii volatile au o rezistenţă la măcinare mai mare şi invers.

Cercetările făcute anterior pe cărbuni englezi, indieni şi din U.R.S.S. [4], [6], [8], [9], [22] au pus în evidenţă o bandă informativă, a acestei dependenţe, similară cu cea determinată pentru cărbunii romîneşti.

Această proprietate a combustibililor solizi este foarte importantă deoarece cunoaşterea ei permite alegerea fineţei de măcinare optimă din punct de vedere economic şi tehnic, pentru proiectarea şi exploatarea instalaţiilor industriale de pregătire a prafului. Dacă ne referim la ligniţii noştri caracterizaţi, după cum s-a arătat, printr-o rezistenţă mare la măcinare, conţinutul ridicat de materii volatile (coeficient de aprindere mare [21]) influenţează în mod pozitiv procesul de aprindere, permiţînd astfel pe de o parte o măcinare mai grosieră, faţă de ceilalţi cărbuni cu coeficienţi de aprindere coboriţi iar pe de altă parte micşorarea cerinţelor impuse

instalațiilor de măcinare, deci inclusiv a consumului specific de energie necesară măcinării.

3.5. Din datele prezentate în tabela 1, s-a căutat să se pună în evidență dependența coeficientului de măcinabilitate față de puterea calorifică inferioară (fig. 11).

După cum se vede, această dependență este destul de arbitrară, datorită

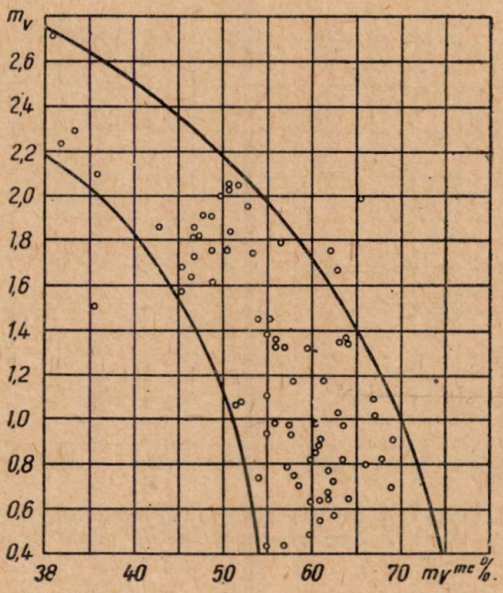


Fig. 10. — Influența materiilor volatile asupra coeficientului de măcinabilitate determinat prin metoda morii ventilator.

domeniului foarte larg în care se situează datele obținute. Cu toate acestea se poate face observația că în limitele 1 300—3 500 kcal/kg rezistența la măcinare variază în limite mari funcție de puterea calorifică, iar în domeniul în care puterea calorifică trece de 3 500 kcal/kg, această dependență este în limite mult mai restrînse. De aici rezultă că în cazul instalațiilor de pregătirea prafului, proiectate pentru combustibilii cu putere calorifică mai mare de 3 500 kcal/kg, trecerea de la un combustibil la altul, a cărui putere calorifică poate varia în limite destul de largi, nu influențează sensibil asupra posibilităților de măcinare a instalației respective, în timp ce pentru combustibili inferiori ($Q_i < 3\,500$ kcal/kg) această trecere de la un combustibil la altul influențează apreciabil debitul instalațiilor de măcinare și calitatea prafului obținut. Din această cauză, în cazul trecerii instalației de la un combustibil tînăr la altul se recomandă studierea coeficienților de măcinabilitate ale acestora, spre a se putea vedea posibilitățile funcționale ale instalației respective.

3.6. Dacă se compară coeficienţii de măcinabilitate ai unor sorturi de cărbuni cu coeficienţii aceloraşi cărbuni determinaţi în anul 1958, la un conţinut de umiditate şi de cenuşă aproximativ egal [16] se constată că nu există diferenţe sensibile. Pentru huile se poate observa o oarecare creştere a rezistenţei la măcinare, prelevîndu-se probe după un interval de circa 4 ani (m_V variază cu maximum 0,46).

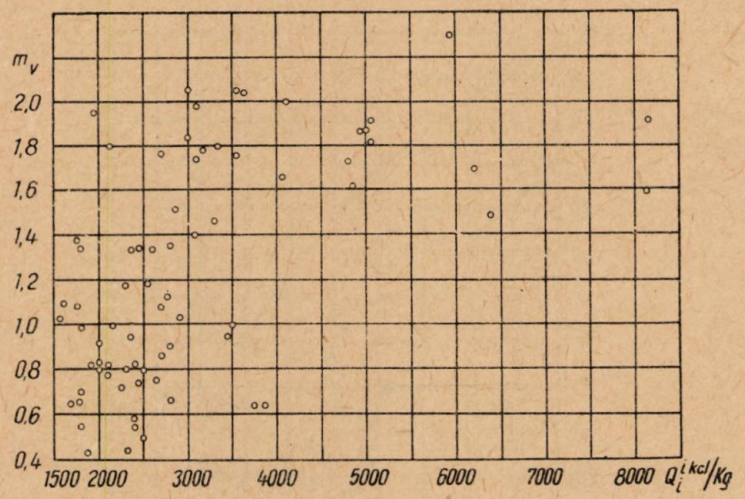


Fig. 11. — Influenţa puterii calorifice inferioare asupra coeficientului de măcinabilitate determinat prin metoda morii ventilator.

3.7. Procesul de deshidratare influenţează de asemenea asupra rezistenţei la măcinare a cărbunilor, însă această influenţă diferă de la un cărbune la altul. Astfel pentru cărbunii de Voivozi procesul de deshidratare determină o creştere a rezistenţei la măcinare pentru ambele sorturi granulometrice (0—30 şi 30—350) $m_V = 1{,}36$ faţă de 1,76 respectiv 1,07 faţă de 1,18. În cazul cărbunilor de Filipeştii de Pădure şi a celor din bazinul Schitu-Goleşti procesul de deshidratare influenţează în sens contrariu, adică micşorează rezistenţa la măcinare indiferent de sortul granulometric. Astfel pentru cărbunele de Filipeştii de Pădure, deshidratat 0—15 mm, $m_V = 1{,}99$ faţă de 1,51, pentru acelaşi cărbune sort 0—30 mm nedeshidratat. Pentru cărbunele de Schitu-Goleşti deshidratat 0—30 mm $m_V = 0{,}94$ faţă de $m_V = 0{,}74$ pentru acelaşi cărbune nedeshidratat şi $m_V = 0{,}98$ faţă de $m_V = 0{,}64$ în cazul sortului granulometric 30—350 mm. Influenţa diferită a procesului de deshidratare de la combustibil la combustibil impune determinarea coeficienţilor de măcinabilitate pentru fiecare caz în parte, înainte de a se trece la proiectarea sau exploatarea instalaţiilor industriale de pregătirea prafului.

3.8. Umiditatea este unul din factorii care influenţează cel mai puternic rezistenţa la măcinare a cărbunilor. Astfel dacă se pune într-un grafic dependenţa coeficientului de măcinabilitate, determinat prin metoda

morii ventilator, față de conținutul de umiditate higroscopică a diferiților cărbuni, se obține o bandă informativă similară cu cea obținută în cazul materiilor volatile (fig. 12).

Combustibililor cu umiditate higroscopică mare le corespunde o rezistență mare la măcinare și invers. În scopul determinării influenței conținutului de umiditate asupra rezistenței la măcinare a aceluiași

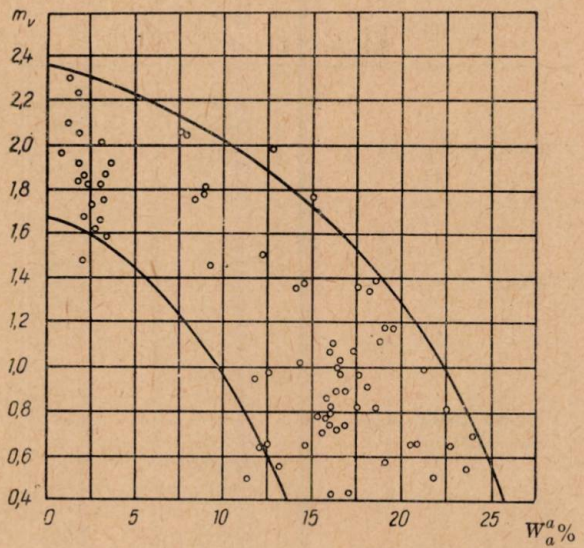


Fig. 12. — Dependența coeficientului de măcinabilitate de umiditate higroscopică.

combustibil, au fost efectuate o serie de experiențe speciale. Din partea de cărbune pregătit la granulația 2—3 mm, s-au luat din timp în timp porții, din care s-au determinat coeficienții de măcinabilitate. Uscarea combustibilului nu a fost forțată. În cazul umidităților ridicate s-au luat măsuri speciale de a înlătura erorile posibile în procesul de sitare a probelor, după trecerea prin moara ventilator. Rezultatele obținute sînt prezentate în tabela 3 și în figura 13.

În scopul punerii în evidență numai a influenței umidității și a putea compara această influență la diferiți combustibili solizi, sortul granulometric a fost menținut constant pentru toți cărbunii studiați (30—350 mm).

Creșterea procentului de umiditate determină mărirea rezistenței la măcinare a tuturor combustibililor studiați. Se constată că influența umidității asupra coeficientului de măcinabilitate este mult mai accentuată la cărbunele deshidratat, față de același cărbune nedeshidratat (vezi cazul cărbunelui de Voivozi).

Dacă proiectantul sau personalul de exploatare nu poate influența celelalte caracteristici ale combustibilului (Q_i, MV, A etc.) el poate avea

un cuvînt hotărîtor asupra umidităţii cu care cărbunele intră în moară; prin alegerea, dimensionarea şi respectiv menţinerea regimului de funcţionare corectă a instalaţiei de uscare. Dimensionarea eronată sau un regim de exploatare nerațional al instalaţiilor de uscarea combustibilului

Tabela 3

Cărbunele	Wt^a %	m_V
Sărmăşag 30—350	15,80	1,09
	22,52	0,82
	25,92	1,12
	30,28	0,96
	36,60	1,00
Voivozi 30—350	18,97	1,18
	26,30	0,84
	29,54	0,79
	31,36	0,77
	36,22	0,72
Voivozi deshidratat 30—350	15,80	1,07
	16,64	0,94
	18,04	0,77
	18,86	0,76
	23,82	0,67
	24,8	0,51
Filipeştii de Pădure 30—350	15,70	0,85
	20,23	0,67
	21,10	0,78
	27,64	0,67
Schitu-Goleşti 30—350	14,40	0,64
	19,97	0,46
	21,57	0,42
	22,57	0,39
	25,22	0,38
Rovinari *)	11,10	0,87
	15,90	0,705
	20,82	0,6

conduc la limitarea debitului morii, la înrăutăţirea calităţii prafului şi la creşterea consumului specific de energie electrică necesară măcinării. Pe de altă parte, trebuie să se ţină seama şi de faptul că valoarea coeficientului de măcinabilitate variază puţin la scăderea umidităţii sub cea higroscopică [1].

4. După cum s-a arătat mai sus, coeficientul de măcinabilitate este o mărime relativă care se determină experimental. Valoarea sa depinde de o serie de factori care privesc pe de o parte combustibilul

* [17].

analizat iar pe de altă parte metoda de determinare. În condiţiile industriale, măcinarea combustibilului se efectuează cu un alt conţinut de umiditate şi cu o altă compoziţie granulometrică iniţială faţă de cea

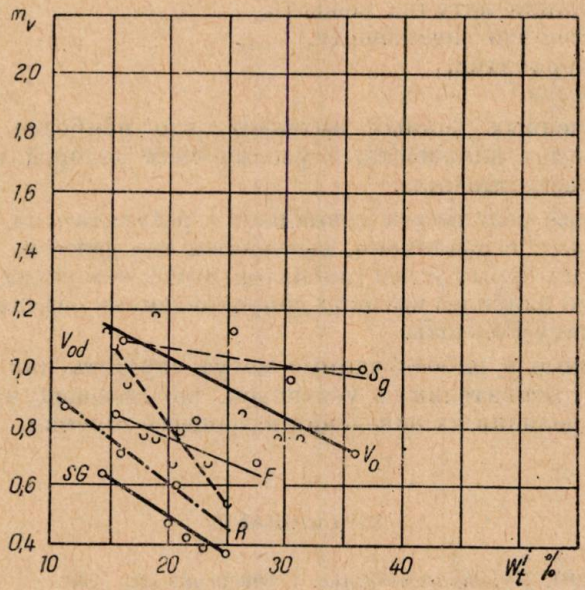


Fig. 13. — Variaţia coeficientului de măcinabilitate funcţie de umiditate.
Sg—Sărmăşag; *Vo*—Voivozi; *Vod*—Voivozi deshidratat; *F* — Filipeştii de Pădure; *R* — Rovinari; *SG* — Schitu Goleşti.

din laborator. De aceea valoarea coeficientului de măcinabilitate determinată în laborator trebuie să fie corectată funcţie de granulaţie şi umiditatea cărbunelui introdus în instalaţia industrială de măcinat. Corectarea se face conform indicaţiilor cunoscute din literatura de specialitate [1], [4].

РАЗМОЛОСПОСОБНОСТЬ РУМЫНСКИХ УГЛЕЙ

РЕЗЮМЕ

Необходимость знать коэффициент размолоспособности добываемых в РНР углей, потребление которых непрерывно растет в наших энергетических установках, заставило еще в 1957 г. начать изучение сопротивления размалыванию этих углей.

Определение коэффициента размолоспособности проводилось методом ВТИ, методом шаровой мельницы ИЭ и методом мелющего вентилятора ИЭ.

Испытывалось также влияние следующих факторов на коэффициент размолоспособности изучаемых углей:

— гранулометрического состава,
— содержания золы,
— содержания летучих веществ,
— теплотворной способности,
— термообработки,
— влажности.

Из полученных данных вытекает, что наиболее значительное влияние оказывает влажность, с увеличением которой возрастает сопротивление размалыванию.

Полученные результаты совпадают с результатами, полученными в других странах, с различием, вызванным тем фактом, что сопротивление румынских бурых углей (лигнитов) выше, чем углей других стран. Отмечается, что наиболее высоким сопротивлением размалыванию обладает уголь Скиту-Голешть.

Приведенные в работе данные могут служить как для проектировки пылеподготовительных установок, работающих на таком угле, так и для определения их поведения в процессе горения.

BIBLIOGRAFIE

1. П. Б. Ромадин, *Пылеприготовление*. Госэнергоиздат, 1953.
2. В. Н. Соколов, *Сопротивляемость углей размолу*. Госэнергоиздат, Ленинград-Москва, 1951.
3. П. А. Ковалес, Я. Каган, *К определению коэффициента размолоспособности топлива*. Электрические станции, *8*, 9—12, 1953.
4. O. Vodacek, *Melitelnost tuhich paliv Energetyka*. C.S.R., *7*, 17—27 (1955).
5. * * * *Grindability of coal by the Hardgrove Machine Method*. S.A.S.T.M. D — 409—51.
6. A. Ghosal, L. C. Roy, R. N. Bose, A. Lahiri, *Grindability of Indian Coals*. Journal of the Institute of Fuel, *205*, 50—55 (1958).
7. István Frater, *Hazai szénfajtak orölhetöségenek laboratoriumi vizsgálata*. Energia és atomtechnika, *4* (August), 182—185 (1957).
8. G. T. Calcott, *Coal Grindability. A Standardized Procedure for the Determination of Coal. Grindability and a Survey of the Grindabilities of British Coals*. Journal of the Institute of Fuel, *184* (mai), 207—217 (1956).
9. A. Fitton, T. H. Hughes, T. F. Hurley, *The Grindability of British Coals. A laboratory Examination*. Journal of the Institute of Fuel, *193* (February), 54—65 (1957).
10. G. T. Calcott, *Coal Grindability II. Effect of Sample Preparation in the Hardgrave Test*. Journal of the Institute of Fuel, *199* (August), 468—471 (1957).
11. И. П. Киселев, Л. Н. Кондратьева, *Определение размолоспособности углей на приборе ОР—ВТИ*.
12. D. C. Poweroy, *A Simple Method for the Assessment of Coal Strength*. Journal of the Institute of Fuel, *193* (February), 50—54 (1957).
13. * * * *Tentative Method of Test for Grindability of Coal by the Ball Mill Method*. A.S.T.M. Designation D 408—37 T/1949.
14. N. Panoiu, I. Carabogdan, *Metode de determinare a măcinabilităţii cărbunilor*. Lucrare a Inst. de energetică, Bucureşti, 1961.
15. D. Buimovici, D. Bicleşanu, *Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R. I. Metoda morii cu bile*. St. cerc. energ., *3*, 411—423 (1957).
16. I. Carabogdan, *Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R. II. Metoda morii ventilator*. St. cerc. energ., *1*, 7—19 (1959).

17. N. PANOIU, I. CARABOGDAN, C. CRĂCIUNEANU, *Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R.* IV. *Măcinabilitatea cărbunilor din bazinul Oltenia.* St. cerc. energ., *2* (1962) (sub tipar).
18. И. КАРАБОГДАН, *Размолоспособности некоторых сортов углей РНР.*
19. I. CARABOGDAN, *Măcinabilitatea unor cărbuni din R.P.R.* III. *Echivalența coeficienților de măcinabilitate determinați prin metodele morii ventilator și cei determinați prin metodele internaționale.* St. cerc. energ., *3*, 529—532 (1959).
20. А. С. ПОПОВ, *Смелаемост на нашите лигниты выглищя.* Годышник Н.И.И.Т.И.Г., София, 1956.
21. I. CARABOGDAN, N. PĂNOIU, G. SINGER, *Criterii de apreciere energetică a combustibililor solizi.* Energetica, *7*, 316—320 (1960).
22. H. HENNECKE, *Die Steinkohlenvermahlung für Dampferzeuger.* Mitteilungen V.G.B., *71*, (aprilie), 108—123 (1961).

DESULFURAREA CĂRBUNILOR NEAGLUTINANȚI PALV, PRIN FLUIDIZARE CU AGENT AER-ABUR-AZOT

DE

I. BLUM, I. NISTOR, V. CÎNDEA şi C. IONESCU

Studiile de desulfurare efectuate pînă în prezent pe scară mondială, au demonstrat eficiența superioară a metodelor chimice care au folosit, pentru îndepărtarea sulfului, agenți gazoşi reducători sau oxidanți [1].

Şi la noi în țară punerea la punct a unor tehnologii noi pentru fabricarea cocsului brichete, a lărgit domeniul posibilităților de desulfurare a cărbunelui sau cocsului, permițînd utilizarea metodelor chimice, care, afectînd într-o măsură mai mare sau mai mică capacitatea de cocsificare a cărbunilor, nu pot fi aplicate procedeelor clasice de fabricarea cocsului.

Întrucît în R.P.R. fabricarea semicocsului prin fluidizare se realizează în mod curent [2] şi agregatele industriale existente produc semicocs din cărbunii energetici „PALV" — cifră de cod 611—711 — agent de fluidizare fiind gazele arse rezultate din arderea cu exces de aer a gazului de furnal în focar — cercetarea noastră a fost dirijată mai întîi în direcția studiului metodelor de desulfurare a cărbunelui în pat fluid cu agent gazos oxidant, abur-aer şi abur-aer-azot.

La această alegere au mai intrat în considerație :

— economicitatea metodei din punct de vedere al agentului folosit —aer : abur : gaze arse —(în laborator s-a lucrat cu azot în locul gazelor arse) ;

— temperatura de lucru relativ scăzută (500—550°C) ;

— posibilitatea aplicării imediate cu cheltuieli reduse, modificările necesitate față de situația existentă la fluidizoarele de la Călan fiind minime ;

— se poate include ca o fază (treaptă) în procedeul de fabricarea cocsului din cărbuni neaglutinanți.

Lipsa unui studiu termodinamic şi cinetic al reacției de oxidare a piritei la temperaturi joase, a dus la presupunerea diferitelor mecanisme

de reacţie, cu formarea unora sau a altor produse primare de oxidare [3], [4], [5].

Arderea şi gazificarea cărbunelui în timpul procesului de desulfurare sînt fenomene nedorite, care trebuie limitate pe cît posibil. Pentru determinarea direcţiei de dezvoltare a proceselor şi uşurarea înţelegerii

Tabela 1

Valorile termodinamice ale oxidării piritei cu oxigenul din aer

	25°C		400°C	
	la 1 g mol FeS_2			
	lg K_p, atm	$\Delta F°$, kcal	lg K_p, atm	$\Delta F°$, kcal
$FeS_2 + 3O_2 \rightleftarrows Fe SO_4 + SO_2$	169,64	−230,00	66,43	−204,0
$4FeS_2 + 11O_2 \rightleftarrows 2Fe_2O_3 + 8SO_2$	143,50	−195,67	63,00	−186,0
$3Fe + 8O_2 \rightleftarrows Fe_3O_4 + 6SO_2$	138,50	−180,70	59,20	−183,0
$2FeS_2 + 5O_2 \rightleftarrows 2FeO + 4SO_2$	118,70	−161,85	52,30	−161,0
$FeS_2 + 2O_2 \rightleftarrows Fe + 2SO_2$	86,80	−118,35	46,50	−141,0
$2FeS_2 + 2O_2 \rightleftarrows 2FeS + 2SO_2$	40,76	− 55,58	19,79	− 60,93
$4FeS_2 + 3O_2 \rightleftarrows 2Fe_2O_3 + 4S_2$	34,80	− 47,45	12,05	− 31,20

K_p = constanta de echilibru a reacţiei la presiunea constantă.
$\Delta F°$ = energia liberă a reacţiei.

fenomenelor, s-au efectuat calculele termodinamice pentru reacţiile principale de oxidare a piritei, cît şi de ardere şi gazificare a carbonului.

În tabela 1 sînt redate valorile termodinamice ale oxidării piritei cu oxigenul din aer, în ordinea posibilităţii decurgerii reacţiei.

Pentru calculul constantei de echilibru a reacţiei [9] şi al valorii energiei libere [10], valorile entalpiei, entropiei şi căldurile specifice au fost luate din tabele [6], [7], [8].

Din valorile constantei de echilibru s-au calculat randamentul şi presiunea parţială a componenţilor după reacţie [11].

În urma calculelor efectuate se pot face următoarele consideraţii:

— Reacţiile de oxidare a piritei cu O_2 din aer la temperaturi scăzute sînt posibile, reacţia decurgînd chiar cu randamente mai ridicate.

Probabilitatea decurgerii lor este aceeaşi şi la temperaturi mici şi mai mari (experienţa arată că totuşi viteza este mai mică la temperaturi joase).

— Din punct de vedere termodinamic reacţia se poate dirija.

— Presiunea joacă un rol pozitiv în proces.

— Reacţiile de oxidare a cărbunelui cu O_2 şi H_2O sînt posibile chiar la temperaturi reduse. Limitarea lor se poate face introducînd gaze inerte — de exemplu N_2 — în agentul de reacţie, pentru a micşora presiunea parţială a O_2 şi H_2O, cît şi menţinerea de temperaturi cît mai scăzute.

— În cadrul reacţiilor de desulfurarea cărbunilor, într-un stadiu secundar, pot avea loc reacţii de recombinare între sulf şi carbonul reactiv, a căror probabilitate creşte cu temperatura.

Din punct de vedere al desulfurării sînt favorabile viteze mari ale agentului desulfurant şi stratele scunde extinse pe suprafaţă mare.

Experimentările de desulfurarea cărbunilor în strat fluidizat cu amestec aer-abur-azot, au fost precedate de studii în pat fix și fluidizat cu abur-aer, care au fost prezentate în lucrări anterioare [12], [13].

Instalația experimentală folosită, ca și fluxul de lucru, au fost aceleași ca la experimentările cu abur-aer și anume s-a folosit un fluidizor cu $\varnothing_{int} = 40$ mm, 400 mm înălțime totală și cu funcționare discontinuă; agentul desulfurant intră în reactor cu o temperatură de cca 270—320°C. Azotul folosit în experimentările de laborator urmează să fie înlocuit, în condiții industriale, cu gaze arse.

REZULTATE OBȚINUTE

Experimentările de desulfurare cu agent aer : abur : azot s-au efectuat cu cărbune PALV special spălat, granulație 0—10 mm. În laborator cărbunele a fost măcinat la —2,5 mm.

Compoziția granulometrică și caracteristicile chimico-tehnice ale probelor de lucru sînt redate în tabelele 2 și 3.

Tabela 2

Compoziția granulometrică a cărbunelui PALV

Clasa granulometrică, mm	0—0,25	0,25—0,5	0,5—0,75	0,75—1,0	1,0—1,5	1,5—2,0	2,0—2,5	>2,5
0—2,5	15	8,3	12,8	13,8	35,6	12,4	1,6	0,5

Tabela 3

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor de PALV

%	W^a	A^a	V^a	S_t^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	Q_s^a kcal/kg	$Q_s^{m.c.}$ kcal/kg
Cărbune PALV	4,00	8,65	40,80	2,38	9,01	42,5	2,48	6685	7653

Obs. S_t s-a determinat prin metoda rapidă.

CONDIȚII FUNDAMENTALE

Ca și în fazele anterioare, cercetarea s-a axat pe studierea influenței cîtorva factori (parametri) de bază asupra procesului de desulfurare, pornind de la niște condiții fundamentale stabilite în urma a numeroase încercări preliminare și a experimentărilor din faza precedentă.

Condițiile fundamentale sînt :

— temperatura de reacție 550°C,

— timpul de reacție 20 min,

— compoziţia agentului de fluidizare, aer : abur : azot 20 : 30 : 50% vol,
— viteza de fluidizare 42 cm/s,
— granulaţia cărbunelui —2,5 mm.

Studiul influenţei fiecărui factor s-a efectuat menţinînd constante, pe cît a fost posibil, celelalte condiţii fundamentale.

În general, degazarea cărbunelui a început în primul minut, pe amestec aer : azot, iar aburul a fost introdus în minutul 2, timpul mediu de degazare fiind cuprins între 7—10 minute.

INFLUENŢA TIMPULUI DE REACŢIE

Deoarece s-a stabilit încă din faza de cercetare aer-abur că prelungirea timpului de reacţie peste 20 min nu aduce după sine o creştere sensibilă a desulfurării, s-a căutat să se reducă acest timp.

Rezultatele obţinute sînt redate în tabela 4 şi figura 1.

Tabela 4

Variaţia caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcţie de timpul de reacţie

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Caracteristicile semicocsului desulfurat %				Observaţii (durata degazării minute)
		med	max	min	aer	abur	azot						— degazarea a început din min 1 — aburul a fost introdus în min 2
	min	°C	°C	°C	% vol	% vol	% vol	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	
1	20	530	565	495	21,5	24,7	53,8	37,8	5,03	14,05	18,48	1,89	degazarea începe în min 2, aburul s-a introdus în min 3 [11 1/2]
2	20	525	540	515	19,7	31,0	49,3	43,0	2,75	12,96	15,54	1,63	
3	20	550	590	500	20,2	29,3	50,5	41,2	1,70	13,53	14,71	1,61	
4	20	540	555	515	20,5	27,0	52,5	39,6	6,16	15,50	10,70	1,77	
5	20	548	580	530	20,4	28,8	50,8	41,0	4,65	13,15	16,88	1,55	
6	15	550	570	525	21,0	25,7	53,3	42,0	5,44	14,10	20,35	1,84	
7	15	547	570	530	19,8	30,7	49,5	42,0	3,90	12,18	16,50	2,12	
8	15	542	560	515	19,9	30,5	49,6	41,9	4,35	13,27	15,85	1,96	
9	15	547	570	510	19,7	31,0	49,3	42,3	1,76	12,21	15,38	1,77	[12]
10	15	560	590	525	21,0	25,7	53,3	40,0	5,36	14,60	13,70	2,34	
11	10	550	630	530	19,0	32,5	48,5	43,5	4,45	13,20	18,62	1,84	
12	10	544	560	520	21,5	25,7	52,8	39,5	3,70	13,05	16,31	2,13	
13	10	545	600	520	19,8	30,2	50,0	41,7	4,45	14,08	18,50	2,42	degazare neterminată
14	8	505	540	590	17,8	37,0	45,2	44,2	4,62	13,80	17,94	2,17	idem
15	8	580	620	530	20,0	29,5	50,5	43,3	3,87	11,00	22,00	2,36	idem
16	5	545	570	530	18,0	36,3	45,7	45,8	2,86	10,20	33,70	2,47	idem
17	5	575	580	570	21,3	24,7	54,0	40,0	2,21	10,20	32,87	2,41	idem

După cum reiese și din grafic, timpul de reacție se confirmă a fi unul din parametrii esențiali ai procesului de desulfurare a cărbunelui. Micșorarea acestuia sub valoarea de 20 min, care poate fi considerată

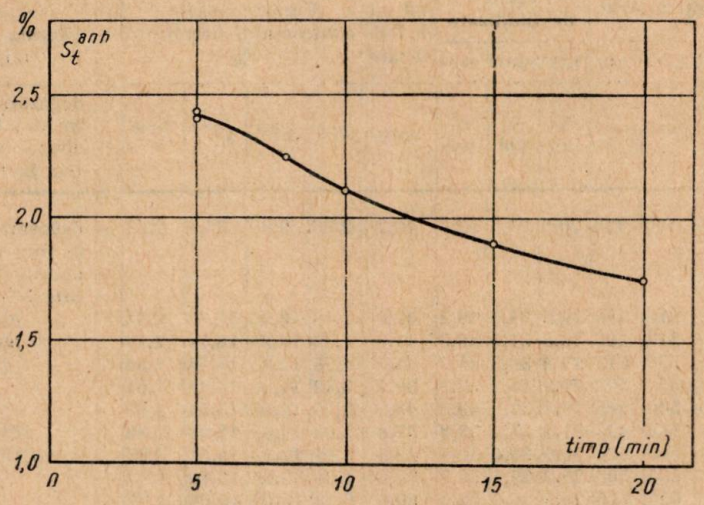


Fig. 1. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de timpul de reacție.

ca limita superioară a etapei principale de îndepărtarea sulfului, reduce desulfurarea, cu puțin la o durată de 15 min și sensibil sub 10 min. Timpul de 5 și chiar 8 min nu poate fi luat în considerare (degazarea neterminată).

În consecință, s-a considerat timp de reacție optim, timpul de 20 min (1,6—1,7% St_{sx}).

INFLUENȚA TEMPERATURII DE REACȚIE

Studiul temperaturii de reacție a cuprins intervalul 475—575°C corespunzător degazării violente a cărbunelui.

Rezultatele obținute (tabela 5 și fig. 2) arată că temperatura optimă de desulfurare, în cazul cărbunilor studiați și condițiilor de lucru, variază într-un domeniu restrîns, 525—550°C, confirmînd rezultatele etapei aer-abur.

Dependența dintre procentul de materii volatile și temperatură este evidentă putîndu-se ajunge, în cazul temperaturii optime, stabilite la circa 550°C, la un semicocs desulfurat cu 15% volatile.

Nu se observă o dependență clară între arderea masei cărbunoase și temperatura de reacție, ceea ce înseamnă că procesul poate fi condus și la temperaturi mai ridicate fără o ardere avansată.

Tabela 5

Variaţia caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcţie de temperatura de reacţie

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Caracteristicile semicocsului desulfurat %				Observaţii (durata degazării minute)
		med	max	min	aer	abur	azot						
	min	°C	°C	°C	% vol	% vol	% vol	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	— degazarea a început în min 1 — aburul a fost introdus în min 2
1	20	475	480	470	20,8	27,0	52,0	40,2	2,26	9,60	34,4	2,32	— degazarea a început în min 2 — aburul introdus în min 3
2	20	492	510	460	19,8	31,0	49,2	42,0	2,18	10,26	37,13	2,33	idem
3	20	500	510	480	19,5	31,5	49,0	41,6	4,26	12,25	18,72	2,17	idem
4	20	525	560	515	19,8	30,5	49,7	41,7	4,78	12,85	13,65	1,94	[15]
5	20	522	550	500	21,5	26,2	52,3	39,7	2,49	14,00	15,46	1,61	[8]
6	20	525	540	515	19,7	31,0	49,3	43,0	2,75	12,96	15,54	1,63	
7	20	530	565	495	21,5	24,7	53,8	37,8	5,03	14,05	18,48	1,89	[13 1/2]
8	20	531	540	520	20,0	30,0	50,0	42,3	4,11	12,34	19,91	2,05	[15]
9	20	535	575	500	20,2	29,1	50,7	39,8	4,08	13,56	18,10	1,44	
10	20	540	555	515	20,5	27,0	52,5	39,6	6,16	15,50	10,68	1,77	
11	20	548	580	530	20,4	28,8	50,8	41,0	4,65	13,15	16,88	1,55	
12	20	549	580	510	19,8	30,8	49,4	42,2	1,99	15,15	13,81	1,66	
13	20	550	590	500	20,2	29,3	50,5	41,2	1,70	13,53	14,71	1,61	
14	20	552	600	525	19,8	30,8	49,4	42,3	1,97	13,59	14,52	1,76	
15	20	574	580	565	20,1	29,3	50,6	41,4	4,40	14,11	19,56	2,07	
16	20	575	600	555	20,5	28,3	51,2	40,2	4,86	12,53	14,38	1,90	— aburul s-a introdus în min 1

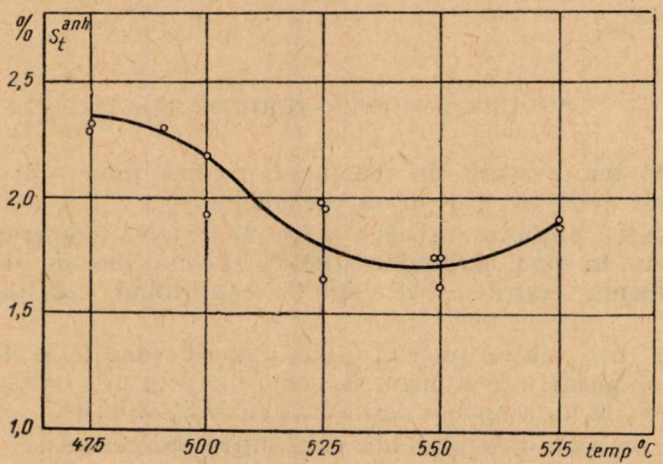


Fig. 2. — Variaţia S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcţie de temperatura de reacţie.

INFLUENȚA COMPOZIȚIEI AGENTULUI DE FLUIDIZARE

Compoziția agentului oxidant a fost variată în special pentru raportul abur-azot, la procentele de 20 și 30% aer.

Rezultatele experiențelor sînt concretizate în tabela 6 și figura 3.

Tabela 6

Variația caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcție de compoziția agentului de desulfurare

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Caracteristicile semicocsului desulfurat %				Observații (durata degazării minute)
		med	max	min	aer	abur	azot						
	min	°C	°C	°C	% vol	% vol	% vol	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	— degazarea a început în min 1 — aburul a fost introdus în min 2
1	20	553	580	525	20,1	9,4	70,5	41,7	5,55	14,56	16,26	1,84	
2	20	547	560	500	19,8	11,1	69,1	42,4	1,88	14,78	15,20	1,81	
3	20	549	560	540	20,0	10,0	70,0	42,0	2,41	15,42	15,58	1,72	
4	20	550	565	520	20,7	18,0	61,3	40,9	5,40	13,80	19,57	1,70	
5	20	553	570	525	20,2	19,2	60,6	41,8	5,92	14,27	15,82	1,75	
6	20	552	570	535	20,8	27,4	51,8	40,5	5,20	12,96	23,04	2,00	[18]
7	20	552	570	570	19,5	31,8	48,7	43,0	5,41	13,75	16,16	1,89	[12]
8	20	548	580	500	20,4	28,8	50,8	41,0	4,65	13,15	16,88	1,55	
9	20	522	550	500	21,5	26,2	52,3	39,7	2,49	14,00	15,46	1,61	
10	20	525	540	515	19,7	31,0	49,3	43,0	2,75	12,96	15,56	1,63	
11	20	535	575	500	20,2	29,1	50,7	39,8	4,08	13,56	18,10	1,44	
12	20	550	590	500	20,2	29,3	50,5	41,2	1,70	13,53	14,71	1,61	
13	20	556	565	545	20,3	39,0	40,7	41,5	5,37	12,78	18,55	2,00	[12]
14	20	546	560	500	20,3	38,7	41,0	41,0	2,08	14,44	14,02	1,71	
15	20	552	560	545	20,0	40,0	40,0	42,0	2,00	13,57	14,87	1,68	
16	20	553	565	540	20,4	49,6	30,0	41,1	4,39	13,47	21,56	2,06	
17	20	550	570	540	21,0	48,0	31,0	40,3	1,35	14,60	14,17	1,80	
18	20	552	570	510	29,4	11,4	59,2	42,4	6,85	14,75	18,08	1,78	
19	20	553	565	535	29,7	10,9	59,4	42,3	6,06	14,87	17,11	1,76	
20	20	552	560	530	29,6	20,4	50,0	42,4	7,05	14,85	17,32	1,67	
21	20	550	580	510	29,7	20,8	49,5	42,3	5,54	14,53	20,86	1,77	
22	20	550	560	525	30,4	28,8	40,8	41,3	6,19	14,69	17,35	1,72	
23	20	550	570	510	30,1	29,4	40,5	42,2	6,13	14,54	17,02	1,57	
24	20	550	570	525	29,8	29,8	40,4	42,2	6,56	13,40	20,00	1,76	
25	20	550	565	520	33,1	33,8	33,1	37,7	6,84	14,72	17,32	1,48	
26	20	550	570	510	29,8	40,4	29,8	42,2	7,54	15,44	22,70	1,53	

Experiențele arată că rezultatele optime, considerînd pe lîngă gradul de desulfurare și arderea masei cărbunoase, se obțin în cazul raportului aer-abur-azot de 20 : 30 : 50 în procente volmetrice; s-ar putea utiliza și amestecul 25 : 30 : 45%. Creșterea procentului de aer la 30% atrage după sine o creștere a arderii masei cărbunoase, iar scăderea sulfului total din semicocsul desulfurat nu este sensibilă (vezi figură).

De asemenea, reducerea cantităţii de aburi în amestec măreşte procentul de cenuşă, fapt care confirmă rolul protector al aburului faţă de particulele de cărbune în proces (vezi tabelă).

Menţionăm că în condiţiile industriale existente la uzina Victoria

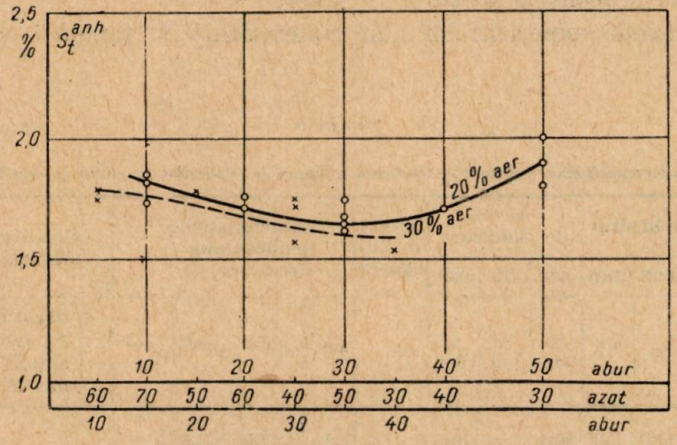


Fig. 3. — Variaţia S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcţie de compoziţia agentului de desulfurare.

Calan, în care gazul de fluidizare este compus din circa 10% aer şi 90% gaze arse, scăderea conţinutului de sulf este de circa 0,1% faţă de cărbunele iniţial.

INFLUENŢA VITEZEI DE FLUIDIZARE

Pentru a stabili influenţa vitezei de fluidizare asupra reducerii conţinutului de sulf din semicocs s-au considerat vitezele cuprinse între 30—45 cm/s. Rezultatele sînt redate în tabela 7 şi figura 4.

Tabela 7

Variaţia caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcţie de viteza de fluidizare

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Caracteristicile semicocsului desulfurat %				Observaţii (durata degazării minute)
		med	max	min	aer	abur	azot						
	min	°C	°C	°C	% vol	% vol	% vol	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	— degazarea a început în min 1 — aburul a fost introdus în min 2
1	20	560	580	545	21,0	26,5	52,5	33,5	4,00	11,43	19,51	2,29	
2	20	560	585	555	20,4	28,4	51,2	34,2	4,38	12,60	22,90	2,12	
3	20	535	575	500	20,2	29,1	50,7	39,8	4,08	13,56	18,10	1,44	
4	20	552	580	545	20,3	28,7	51,0	41,2	5,04	13,37	21,96	1,97	
5	20	548	580	500	20,4	28,8	50,8	41,0	4,65	13,15	16,88	1,74	
6	20	550	590	500	20,2	29,3	50,5	41,2	1,70	13,53	14,71	1,61	
7	20	549	580	510	19,8	30,8	49,4	42,2	1,99	15,15	13,81	1,66	
8	20	552	600	525	19,8	30,8	49,4	42,3	1,97	13,59	14,52	1,76	
9	20	525	540	515	19,7	31,0	49,3	43,0	2,75	12,96	15,54	1,63	

Se constată că desulfurările optime s-au obținut la viteze mari, cuprinse între 39—43 cm/s, ceea ce corespunde unui strat fluidizat turbulent dens, avînd drept efect un transfer de căldură și masă ridicat între agent și stratul fluidizat.

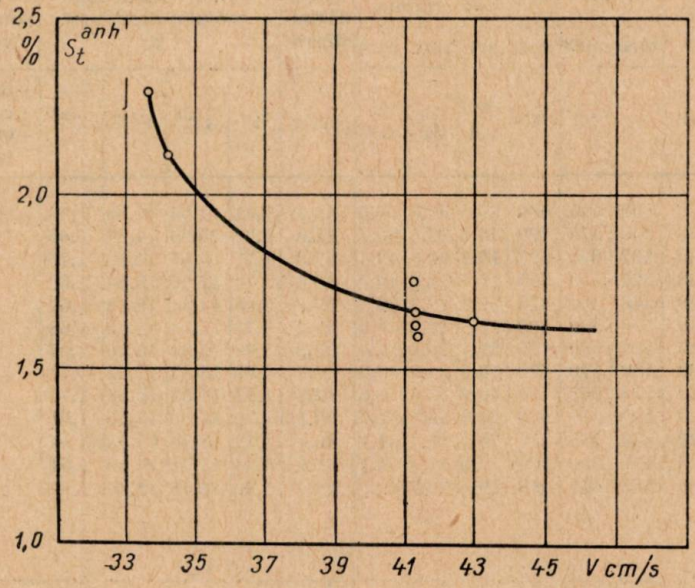


Fig. 4. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de viteza de desulfurare.

Nu se observă o dependență între arderea masei cărbunoase și viteza de fluidizare, atunci cînd reacția are loc la temperatură constantă.

INFLUENȚA GRANULAȚIEI CĂRBUNELUI

Încercările de desulfurare cu aer-abur-azot a cărbunilor PALV, cu compoziția granulometrică dată, au arătat că limita superioară a granulației cărbunelui poate fi 2,5 mm și că se poate merge chiar pînă la 3 mm, dacă se lucrează în condiții optime.

Eficiența desulfurării suferă numai în cazul în care repartiția granulației pe clase s-ar deplasa cu valori ridicate spre granulațiile mari.

Rezultatele obținute și prezentate în tabela 8 și figura 5, confirmă faptul că mărimea particulelor influențează procesul de desulfurare, relevînd rolul fenomenului de difuzie. Cu cît granulația cărbunelui este mai fină cu atît desulfurarea este mai avansată, ajungîndu-se la o scădere de 0,9—1,0% absolute S_t în semicocsul desulfurat.

Totodată însă degazarea cărbunelui are loc într-un timp mult mai scurt — circa 4—5 min — atrăgînd după sine o antrenare mare de mărunt, ceea ce influențează asupra randamentului.

Tabela 8

Variaţia caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcţie de granulaţia cărbunelui de lucru

Nr. crt.	Granulaţia	Timp	Temp. în strat			Agent desulfurant			Viteza de fluidizare	Caracteristicile semicocsului desulfurat %				Observaţii (timpul de degazare minute)
			med	max	min	aer	abur	azot						
	mm	min	°C	°C	°C	% vol	% vol	% vol	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	— degazarea a început în min 1 — aburul a fost introdus în min 2
1	0—3	20	545	595	530	20,0	30,0	50,0	41,5	7,41	14,04	14,53	1,96	[13 1/2]
2	0—3	20	540	575	490	20,2	29,5	50,3	41,0	5,74	15,93	14,06	1,66	
3	0—2,5	20	552	600	525	19,8	30,8	49,4	42,3	1,97	13,59	14,52	1,76	
4	0—2,5	20	525	540	515	19,7	31,0	49,3	43,0	2,75	12,96	15,54	1,63	
5	0—1,5	20	540	560	470	20,8	27,2	52,0	39,8	7,26	14,81	16,48	1,67	
6	0—1,5	20	538	560	500	19,6	32,2	48,2	42,2	7,73	15,75	13,60	1,68	
7	0—1	20	524	580	485	21,2	26,4	52,4	38,5	3,66	12,90	19,36	2,07	[13 1/2]
8	0—1	20	538	570	470	18,8	34,0	47,2	44,0	4,99	13,47	17,92	1,73	
9	0—1	20	553	565	460	19,9	30,5	49,6	42,3	1,12	14,32	16,58	1,70	[5]
10	0—1	20	550	570	500	21,2	26,3	52,5	39,8	1,22	14,02	17,35	1,61	[5]
11	0—1	20	550	565	510	20,5	28,4	51,1	40,8	1,72	13,30	15,98	1,54	[4 1/2]
12	0—0,5	20	517	560	420	19,6	31,3	49,1	41,2	5,34	15,71	14,59	1,51	[5 1/2]
13	0—0,5	20	545	565	450	19,8	30,7	49,5	42,0	5,82	16,45	13,96	1,52	[5]

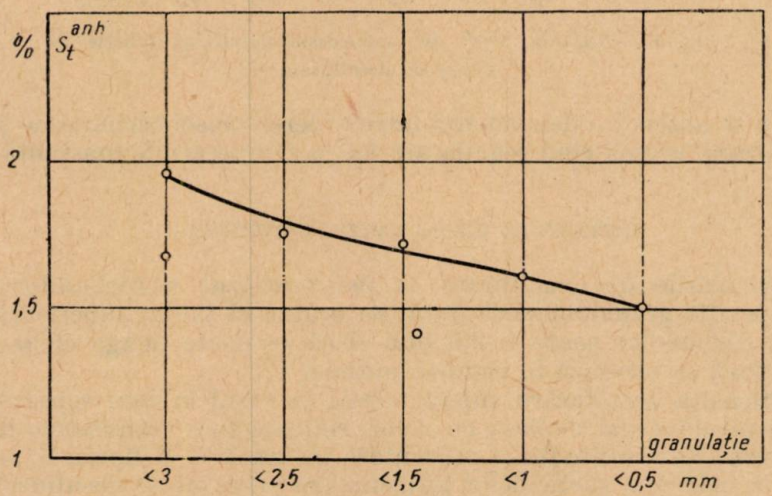


Fig. 5. — Variaţia S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcţie de granulaţia cărbunelui.

La probele măcinate sub 0,5 mm creşte şi arderea masei cărbunoase, după cum era şi de aşteptat.

INFLUENȚA DURATEI DE DEGAZARE

În cursul efectuării experiențelor de desulfurare s-a observat că durata de degazare a cărbunelui, cît și momentul în care începe ea, au de asemenea importanță în procesul desulfurării, aceasta impunîndu-se ca o regulă generală (tabela 9 și fig. 6).

Tabela 9

Variația caracteristicilor semicocsului desulfurat în funcție de durata de degazare

Nr. crt.	Timp min	Temp. în strat			Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Caracteristicile semicocsului desulfurat %				Durata de degazare
		med	max	min	aer	abur	azot						
		°C	°C	°C	% vol	% vol	% vol	cm/s	W^a	A^{anh}	V^{anh}	S_t^{anh}	min
1	20	545	570	515	18,5	35,5	46,0	44,5	4,31	12,20	25,25	2,30	netermi-nată
2	20	552	570	535	20,8	27,4	51,8	40,5	5,20	12,96	23,04	2,00	18
3	20	531	540	520	20,0	30,0	50,0	42,3	4,11	12,34	19,91	2,05	15
4	20	550	580	525	20,3	29,4	50,3	41,5	4,66	14,79	18,71	2,01	12
5	20	552	570	535	19,5	31,8	48,7	43,0	5,41	13,75	16,16	1,89	12
6	20	552	580	545	20,3	28,7	51,0	41,2	5,04	13,37	21,96	1,97	9
7	20	548	580	500	20,4	28,8	50,8	41,0	4,65	13,15	16,88	1,74	9
8	20	552	600	525	19,8	30,8	49,4	42,3	1,97	13,59	14,52	1,76	8
9	20	549	580	510	19,8	30,8	49,4	42,2	1,99	15,15	13,81	1,66	7
10	20	550	590	500	20,2	29,3	50,5	41,2	1,70	13,53	14,71	1,61	7
11	20	535	575	500	20,2	29,1	50,7	39,8	4,08	13,56	18,10	1,44	7

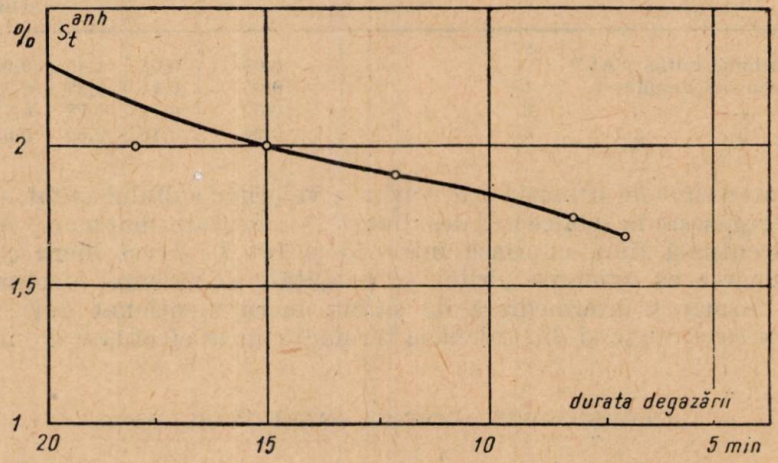


Fig. 6. — Variația S_t^{anh} din semicocsul desulfurat funcție de durata de degazare.

— Astfel se confirmă observațiile noastre anterioare privind existența unei corelații între îndepărtarea volatilelor din cărbune și desulfurarea acestuia.

— De asemenea, se mai confirmă o ipoteză interesantă menţionată de noi anterior şi anume aceea că valoarea finală a S_t din semicocs este determinată atît de procesul de desulfurare cît şi de cel invers — de fixare a sulfului de către semicocsul reactiv format (proces favorizat de temperatură). Echilibrul între aceste două reacţii se pare că poate fi deplasat în favoarea primei, prin realizarea unei degazări cît mai rapide.

MODIFICĂRILE FORMELOR DE SULF ÎN PROCESUL DESULFURĂRII

S-a observat că pe lîngă transformările obişnuite ale formelor de sulf datorită temperaturii, are loc şi afectarea diverselor forme de sulf de către agentul desulfurant.

Din cercetarea tabelei 10, reiese că cea mai sensibilă scădere la desulfurare o suferă sulful piritic (50—55%), fiind afectat şi sulful organic însă într-o măsură mai mică. Sulful sulfură se menţine practic constant faţă de cărbune, formarea lui prin descompunerea piritei fiind frînată de prezenţa amestecului oxidant.

Tabela 10

Transformările formelor de sulf în cărbune în procesul desulfurării cu aer-abur-azot

Nr. crt.	Cărbune sau semicocs desulfurat	Formele de sulf, $\%^{anh}$				
		sulfură	sulfat	piritic	organic	total
1	Cărbune iniţial PALV	0,03	0,08	1,43	0,94	2,48
2	Semicocs desulfurat 1	0,05	0,14	0,64	0,72	1,55
3	„ „ 2	0,02	0,15	0,72	0,72	1,61
4	„ „ 3	0,04	0,16	0,69	0,65	1,54

Interesant de urmărit este variaţia valorilor sulfului sulfat, singurul care se regăseşte în semicocsul desulfurat în cantitate mai mare, creşterea lui procentuală fiind cuprinsă între 75 şi 100%. Acest lucru confirmă presupunerea că oxidarea piritei, în condiţiile experienţei efectuate, are loc cu formarea intermediară de sulfat, lucru menţionat deja de alţi autori şi care reiese şi din calculele termodinamice efectuate de noi.

PIERDERI PRIN ARDEREA MASEI CĂRBUNOASE

După cum se observă din tabela 11, în care este redată arderea masei cărbunoase la probele optime realizate în cursul experimentărilor, aceasta este cuprinsă între 0—7%, cu o valoare medie de 3—4%, deci mai redusă decît în cazul utilizării agentului aer: gaze arse.

Valori maxime se obţin în cazul granulaţiei mai reduse şi al creşterii proporţiei de aer în amestecul de desulfurare.

Ca și în cazul desulfurării cărbunilor în strat fluidizat cu aer-abur, la fluidizarea lor cu amestecul aer-abur-azot are loc de asemenea o decalare între viteza de oxidare a piritei și de gazificare a masei cărbunoase.

Tabela 11

Variația randamentului în semicocs desulfurat și a arderii masei cărbunoase la desulfurarea prin fluidizare cu aer-abur-azot

Nr. crt.	Timp. min	Temp. medie în strat	Compoziția agentului de fluidizare			Caracteristicile semicocsului desulfurat		Randament	Ardere	Observații
		°C	aer % vol	abur % vol	azot % vol	A^{anh} %	S_t^{anh} %	%	%	
1	20	552	19,5	31,8	48,7	13,75	1,89	68,58	4,8	
2	20	552	19,8	30,8	49,4	13,59	1,76	67,27	1,4	
3	20	550	20,2	29,4	50,4	13,53	1,61	67,42	1,2	
4	20	548	20,4	28,8	50,8	13,15	1,55	69,18	0,99	
5	20	525	19,7	31,0	49,3	12,96	1,63	68,10	fără ardere	
6	15	547	19,7	31,0	49,3	12,21	1,77	67,95	fără ardere	
7	20	525	19,8	30,5	49,7	12,85	1,94	66,58	fără ardere	
8	20	535	20,2	29,1	50,7	13,56	1,44	70,21	5,6	
9	20	522	21,5	26,2	52,3	14,00	1,61	68,02	5,6	
10	20	550	20,5	28,4	51,1	13,30	1,54	71,86	6,1	0—1 mm
11	20	550	21,2	26,3	52,5	14,02	1,61	69,57	6,8	0—1 mm
12	20	538	18,8	34,0	47,2	13,47	1,73	70,30	5,3	
13	20	552	20,0	40,0	40,0	13,57	1,68	67,54	1,7	
14	20	550	29,8	29,8	40,4	13,40	1,76	71,88	6,7	aer 29,8%

Ținînd seama și de datele reflectînd transformarea formelor de sulf din cărbune — pirita este afectată în proporție de 50—55% — viteza de oxidare a piritei, în condițiile alese pentru desulfurare, este de circa 10—15 ori mai mare decît viteza de gazificare a carbonului, considerată în cazul cel mai defavorabil, adică cu formarea exclusivă de CO.

SUBPRODUSE

În cadrul experimentărilor de laborator, pe fluidizorul cu ∅ 40 mm, s-au efectuat și cîteva încercări (cu titlul informativ) de captare a apei și gudronului care rezultă la desulfurarea prin fluidizare.

Desprăfuirea gazului s-a realizat la cald, cu ajutorul unui ciclon; apa și gudronul s-au separat după o prealabilă filtrare a zațului.

Din datele informative obținute se constată — după cum menționează și literatura — că în cazul fluidizării cu agent aer-abur-azot, gudronul rezultat este în cantitate mai mare față de cel de la fluidizarea cu aer-gaze arse și de calitate superioară (viscozitate mai mică).

Deoarece agentul de fluidizare conține circa 30% abur este de așteptat ca gazul rezultat să aibă o putere calorifică mai ridicată.

CONCLUZII

1. Prin tratarea cărbunilor neaglutinanţi din V. Jiului „PALV", conţinînd 2,5% S_t, cu un amestec de 20% aer : 30% abur : 50% gaze arse, în pat fluidizat, la temperaturi de 525—550°C rezultă, în faza laborator, un semicocs cu circa 1,7% S_t, deci cu o reducere a conţinutului de sulf de 30—35%.

2. Utilizarea aburului în compoziţia agentului de fluidizare are şi o serie de efecte secundare :

— micşorează arderea cărbunelui în pat (reducînd astfel consumul de materie primă);

— măreşte puterea calorifică a gazului rezultat;

— îmbunătăţeşte calitatea gudronului (micşorînd viscozitatea) şi se pare că totodată măreşte şi recuperarea acestuia.

3. Din studiul amănunţit al acţiunii parametrilor care intervin în procesul de desulfurare s-a constatat că cei mai importanţi factori, pentru eficienţa desulfurării, sînt temperatura, timpul de reacţie şi durata degazării.

DESULFURIZATION OF PALV NONCOKING COALS WITH STEAM-AIR-NITROGEN IN A FLUIDIZED BED

ABSTRACT

The paper gives an account of the work effected on a laboratory scale for the desulfurization of noncoking or slightly coking PALV coals, at temperatures up to 550°C, with air-steam-nitrogen in an fluidized bed.

The process may prove useful not only for the production of coke by the classical method used in the Rumanian People's Republic but particularly for producing by a new method coke briquettes so as to obtain furnace coke free of sulfur.

The detailed study of the technological factors involved in the process has led to the optimum working conditions for obtaining a desulfurization of about 30—40%, the mean combustion of the carbonaceous matter being comprised between 3 and 5%.

BIBLIOGRAFIE

1. I. K. IAKOBS, I. D. MIRKUS, I/EC, **50**, *1*, 24—26 (1958).
2. M. D. IONESCU, V. ANGHEL, A. PARTENIE, A. PĂUN, Metalurgia şi construcţia de maşini, *8*, 660—670 (1959).

3. К. К. СМИРНОВ, *Зона окисления сульфидных месторождений*. Изд. Акад. Наук СССР, Москва-Ленинград, 1955.
4. COSNY, Metallurgie, **VIII**, 389 (1911).
5. THOMPSON TILLING, I. Soc. Schem. Ind., **43**, 37—41 (1924)
6. C. A. IACOBSON, *Encyclopedia of chemical reactions*. New York, 1946.
7. F. D. ROSSINI, *Selected values of chemical thermodynamic properties*. Circular of the national Bureau of Standards, New York, 1952.
8. А. КАПУСТИНСКИЙ, Е. БРИЦКЕ, *Термодинамические константы неорганических веществ*. Изд. Акад. Наук СССР, Москва-Ленинград, 1949.
9. А. И. БРОДСКИЙ, *Физическая Химия*. Госхимиздат, Ленинград, 1948.
10. М. Х. КАРАПЕТЯНЦ, *Примеры и задачи по химической термодинамике*. Госхимиздат, Москва-Ленинград, 1950.
11. Н. В. ЛАВРОВ, В. В. КОРОБОВ, В. И. ФИЛИПОВА, *Термодинамические реакции газификации и синтеза из газов*. Изд. Акад. Наук СССР, Москва, 1960.
12. I. BLUM, V. CÎNDEA, St. cerc. energ., **XI**, *2*, 325—343 (1961).
13. I. BLUM, I. NISTOR, V. CÎNDEA, C. IONESCU, *Desulfurarea cărbunilor neaglutinanți de PALV prin fluidizare cu abur-aer*. St. cerc. energ., **XII**, *3—B* (1962).

PROGRESE ÎN TEHNOLOGIA FABRICĂRII COCSULUI-BRICHETE PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC

DE

I. NISTOR şi F. ŞTEFĂNESCU

În cursul ultimilor ani, în numeroase ţări s-a pus problema deficitului crescînd de cărbuni cocsificabili şi în consecinţă au fost intensificate cercetările privind fabricarea cocsului din cărbuni neaglutinanţi.

Un loc deosebit printre aceste cercetări îl ocupă lucrările asupra fabricării cocsului-brichete prin tratament termochimic.

Primele informaţii asupra acestei metode, sînt acelea despre instalaţia de la Carmaux (Franţa), pentru producţia cocsului format, prin oxidarea brichetelor cu gaze de ardere care conţin 60% aer, timp de 4 ore, urmată de semicarbonizarea lor.

Instalaţiile, construite în urmă cu peste 20 de ani, produceau 100 t/zi brichete oxidate [1].

De asemenea, mai trebuie amintite două patente, unul englez (464989) — asupra post-tratamentului brichetelor care au liant smoală, cu gaze oxidante şi altul, austriac (135877) — asupra oxidării la 70—200°C a brichetelor cu liant ulei de la semicarbonizare, pentru întărire [2]. Recent, atît în R. P. Polonă, R.F.G., R.D.G., Australia, Franţa, cît şi la noi în ţară, s-au făcut numeroase experimentări în acest domeniu, urmărindu-se obţinerea unui cocs metalurgic care să poată înlocui cocsul clasic la furnale şi cubilouri cît şi un combustibil domestic de calitate superioară.

PROCEDEUL I. CH. P.W. — R.P. POLONĂ

Procedeul I. Ch. P. W. [3], [4] cuprinde degazarea cărbunilor necocsificabili sau a huilelor slab cocsificabile la cca. 800°C, brichetarea cocsului măcinat pînă la 3 mm cu fracţiunile grele din gudronul propriu şi tratamentul termic al brichetelor în prezenţa oxigenului, timp de cîteva ore la 200—300°C.

Rezistenţa mecanică a brichetelor obţinute este influenţată în mod hotărîtor de reacţiile de condensare, polimerizare şi descompunere termică a liantului, care cimentează particulele de cocs.

Liantul, care trebuie să se caracterizeze printr-un grad redus de aromatizare şi să aibă pe cît posibil un caracter nesaturat, suferă o serie de modificări, încît practic la o degazare ulterioară, nu se mai degajă gudroane.

La tratamentul termic în oxigen al brichetelor de cocs, sînt două tendinţe diferite : o influenţă favorabilă, care conferă rezistenţă termică brichetelor, fără legarea evidentă a oxigenului şi o influenţă dăunătoare a oxigenului, care are loc după un tratament mai îndelungat, cu legare de oxigen şi micşorarea rezistenţei mecanice.

O dată cu reacţiile de condensare ale liantului, prin tratamentul termic oxidativ se reduc şi materiile volatile.

Reactivitatea cocsului, care este dependentă de gradul lui de degazare, în cazul unor valori ridicate, sensibilizează bricheta la acţiunea destructivă a oxigenului.

Metoda I. Ch. P. W. a fost aplicată pe scară semiindustrială în R.P. Polonă, unde a fost pusă în funcţiune o instalaţie de produs cocs-brichete.

Fluxul tehnologic începe cu degazarea cărbunilor marca 31 şi 32 în cuptoare „Lurgi", pînă la un conţinut de 3—4% materii volatile, acesta fiind minimul pe care îl permite acest cuptor; se obţin produse chimice de semicocsificare.

Cocsul obţinut este măcinat în concasoare la o granulaţie de 0—5 mm şi apoi brichetat în prese-valţuri, cu adaos de liant lichid (7—10%) rezultat din distilarea parţială a gudroanelor proprii.

Oxidarea brichetelor are loc în cuptoare tunel încălzite cu gaze arse care conţin 14—17 oxigen, la temperaturi de 220—270°C. Consumul de combustibil este redus numai la acoperirea pierderilor, procesul fiind exotermic.

În urma procesului de oxidare, se degajă CO_2, H_2O şi unele cantităţi de hidrocarburi uşoare.

Cocsul produs are următoarele caracteristici :

Rezistenţa $M_{40} = 65—80$,

$M_{10} = 10—12$,

Mărimea brichetei 90 × 75 × 50 mm,

Greutatea brichetei 250 g,

Volatile 7—12%,

Umiditate 0—3%.

Pentru stabilirea posibilităţii de a utiliza cocsul-brichete în furnale moderne, sînt necesare cercetări în continuare şi experimentări industriale.

În cubilouri, cocsul-brichete se comportă foarte bine. Pentru studiile viitoare, cercetătorii polonezi îşi propun studiul posibilităţilor de a scădea consumul de liant şi a micşora durata de oxidare.

PROCEDEUL LURGI – R.F.G.

Firma Lurgi a efectuat o serie de cercetări asupra fabricării cocsului metalurgic din cărbuni neaglutinanți de Valea Jiului.

Cercetările tehnologice efectuate, au dus la recomandarea unui procedeu care reprezintă carbonizarea cărbunelui PAL în bucăți la circa 750°C cu spullgas, măcinarea acestuia sub 2 mm, brichetarea cu bitum de petrol neparafinos ca liant, în proporție de 10% în prese-valțuri, întărirea brichetelor prin tratament cu gaze arse și degazarea ulterioară a brichetelor cu gaze inerte. După oxidare, brichetele mai conțin încă 4,5% gudron, suma totală a materiilor volatile fiind 10,5%.

Prin degazare la 600°C, brichetele ajung să aibă circa 3% materii volatile.

Cocsul astfel obținut poate fi utilizat în scopuri metalurgice și poate înlocui cocsul clasic la furnale.

Cercetări identice efectuate cu cărbuni cruzi în locul celor degazați, au condus la obținerea unui cocs-brichete slab, cu utilizări inferioare.

PROCEDEUL AUSTRALIAN

În mod asemănător decurg și lucrările efectuate de R. Broadbent și colaboratorii [5] în Australia.

Cărbunele brun este degazat la temperaturi peste 800°C, pentru evitarea contracțiilor ulterioare și brichetat ca un adaos de 8—12% liant; brichetele obținute sînt supuse unei îmbătrîniri la temperatura de 100—250°C, timp de cîteva ore și apoi degazate la 500—750°C.

Ca liant se utilizează gudron de proveniență diferită, cu temperatura de înmuiere 50—100°C. Nu se știe dacă s-a depășit stadiul semiindustrial.

PROCEDEUL DEUTSCHES-BRENNSTOFFINSTITUT FREIBERG – R.D.G.

În R.D.G. prof. Lissner și Rammler [6] au îmbinat obținerea cocsului-brichete prin tratament oxidant cu desulfurarea lui.

Schema tehnologică de fabricație a brichetelor de cocs, cuprinde mărunțirea preliminară pînă la 30 mm, tratarea cu ape acide de semicarbonizare și aburi sub presiune pentru descenușare, măcinare sub 3 mm, uscarea și desulfurarea cu gaze care conțin hidrogen la 800°C prin fluidizare; cocsul desulfurat se macină sub 1 mm, se brichetează cu circa 30% liant, iar brichetele obținute se oxidează cu aer, timp de 4 ore la 200°C și apoi sînt cocsificate la 900—1100°C.

Prin oxidarea brichetelor se obține un cocs rezistent și sinterizat, cu o textură destul de bine topită; din studiul structurii cocsurilor, rezultă că topirea particulelor are loc numai după oxidarea brichetelor.

Desigur că economicitatea procedeului va cîntări greu în aplicarea lui, însă cum cocsul de import pentru turnătorii este excesiv de scump, se pare că sînt condiţii create.

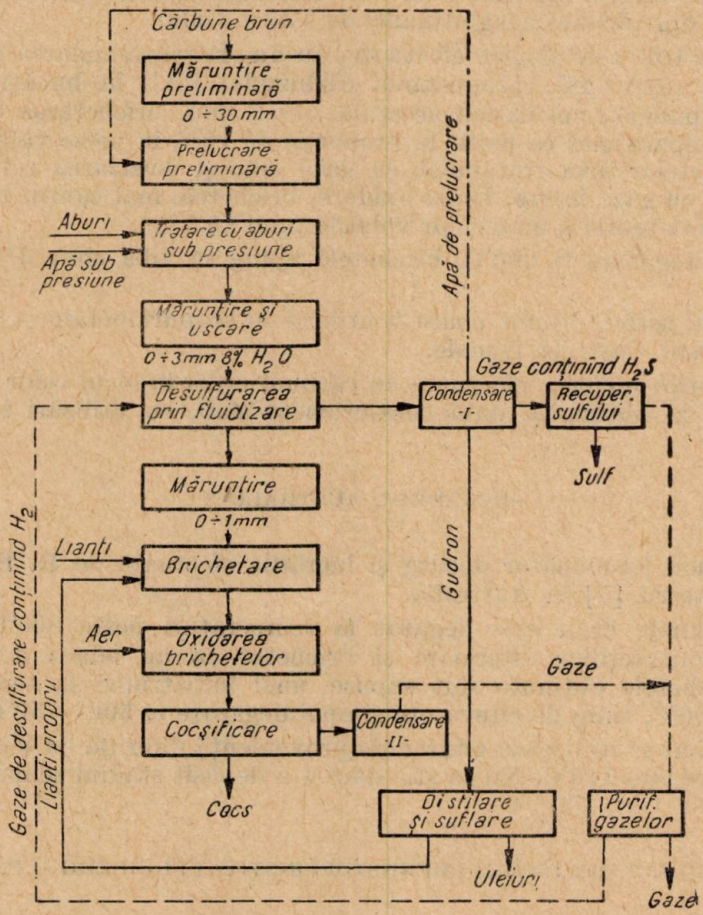


Fig. 1. — Schema tehnologică de fabricaţie a brichetelor de cocs şi semicocs, din cărbune brun, prin tratament termic şi cu oxigen.

Ultima comunicare asupra stadiului cercetărilor (1958) arată începutul cercetărilor în fază pilot.

PROCEDEUL ANTHRACINE 1954 — FRANŢA

În Franţa, tehnica oxidării brichetelor s-a dezvoltat în direcţia fabricării unui combustibil fără fum din mărunţi de huile slabe şi antracitoase [7]. În urma tratamentului oxidativ se obţine un combustibil cu o rezistenţă şi coeziune ridicată, cu o mare reactivitate.

Extinderea procedeului a avut loc rapid, de la 55 000 t în 1954 la circa 700 000 t în 1960.

Experiențele au început în anul 1939 în laborator și apoi într-o instalație de 70 kg.

În anii 1951—1952, s-au continuat încercările (într-un cuptor de 750 kg) care au confirmat întru totul datele obținute în cuptorul de 70 kg.

Ciclul tratamentului oxidant însumează 5 ore și 30 minute, din care o oră și 30 minute încălzirea pînă la 250°C, 3 ore tratamentul propriu-zis și 1 oră răcirea cu gaze și apoi cu aer.

Brichetele sînt încărcate în vagonete din schelet de tablă al căror fund este format dintr-un grătar mobil, care permite gazelor să traverseze stratul de brichete și după tratament, să se evacueze brichetele tratate. Înălțimea stratului de brichete este de 1 m. Lățimea de 1,80 m și lungimea de 3,20 m, cîntărind circa 3,5 t brichete.

Vagonetele sînt incastrate unele în altele, formînd o ramă continuă.

La primele cuptoare, gazele puteau pătrunde lateral și simetric în raport cu planul median longitudinal al vagonetelor și circulau prin stratul de brichete de jos în sus.

Tunelul, care avea 64 m lungime, era construit din beton căptușit cu cărămizi refractare și echipat cu 40 ventilatoare, pentru a asigura trecerea gazelor prin stratul de brichete.

Productivitatea cuptorului era de 240 t/zi la început și a fost urcată pînă la 310 t/zi; consumul de combustibil era de 32 m^3 gaz cocs/t brichete iar consumul de energie 39 kWh/t brichete.

Etanșeitatea cuptorului lăsa de dorit și de aceea au fost proiectate și construite alte două cuptoare; este de menționat că de la începerea proiectării și pînă la punerea în funcțiune a fost nevoie de mai puțin de un an.

Cuptorul tunel nou construit se compune dintr-o manta metalică, ale cărei elemente sînt reunite prin joante de dilatare; pereții laterali sînt prevăzuți cu glisoare montate pe arcuri, asigurînd o bună etanșare între cuptor și vagonete.

Suflajul gazelor se face numai dintr-o parte, iar consumurile de energie au scăzut pentru gaz la 20 m^3/t și pentru electricitate la 29 kWh/t.

La 4 cuptoare în funcție, cu o producție zilnică individuală de 400 t, este necesar un efectiv total de 100 muncitori și ingineri, în 24 ore.

În iulie-august 1959, s-a pus în funcție un cuptor cu transportor metalic, cu o capacitate de 5—6 t/zi.

Focarul face parte integrantă din cuptor; circulația gazelor se face cu două ventilatoare iar etanșarea este asigurată prin laminare și sas pneumatic.

La partea terminală a cuptorului, un preîncălzitor de aer permite recuperarea parțială a căldurii sensibile a brichetelor.

Consumul de gaz a fost redus la jumătate față de cuptorul cu vagoneți, conducerea cuptorului este ușoară, iar calitatea brichetelor ameliorată.

Debitul de gaze este de 3 600 $m^3/h/m^2$ suprafaţă de grătar, temperatura la intrare fiind 300—310°C, iar la ieşire 350—360°C, din cauza efectului exotermic. O tonă de brichete aglomerate degajă în zona de oxidare circa 31 500 kcal/h.

Experienţa a arătat că procesul de oxidare decurge de la exterior către interior. Din momentul în care crusta formată prin oxidare a atins o grosime suficientă, produsele fuliginoase care se degajă la combustia brichetei sînt cracate şi totul se petrece ca şi cum brichetele ar fi fost uniform oxidate.

★

Pe lîngă dezvoltarea acestor cîteva procedee, introducerea obligatorie a brichetării în fluxul tehnologic al tuturor metodelor de obţinere a cocsului din cărbuni necocsificabili, a dus la intensificarea cercetărilor în domeniul acestei tehnici.

În acest fel, încercările de îmbunătăţire a calităţii combustibililor domestici în brichete, au fost cuplate cu cele pentru stabilirea condiţiilor optime de brichetare, în vederea obţinerii unui cocs metalurgic de bună calitate.

Studierea comparativă a brichetării cu liant lichid şi solid [8] care a ocupat un loc important în cercetările din ultima vreme în acest domeniu, a dus la precizarea unor păreri enunţate anterior.

Printre avantajele pe care le prezintă tehnica brichetării cu bitum lichid faţă de brichetarea cu smoală măcinată se pot cita:

— calitatea constantă a brichetelor, datorită stabilităţii caracteristicilor bitumului şi bunei sale repartiţii în pastă;

— simplicitatea şi precizia dozajului prin pompaj;

— simplificarea manipulărilor la stocaj;

— suprimarea instalaţiilor de sfărîmarea smoalei şi a prafului iritant pe care îl produce.

Utilizarea în paralel a bitumului de petrol şi a smoalei de huilă sfărîmată, a demonstrat un preţ mijlociu anual de revenire cu minimum 50% mai scăzut în favoarea bitumului de petrol. Tehnologia cu bitum lichid, aduce o scădere importantă a necesităţilor de înlocuire prin uzură, faţă de cea cu smoală sfărîmată; chiar utilizarea bitumului solid sfărîmat este mai avantajoasă faţă de cea a smoalei.

În mod special, în cazul utilizării bitumurilor, proprietăţile particulare ale acestora şi anume sfărîmarea greoaie şi tendinţa granulelor măcinate de a se aglomera din nou în bulgări, la temperaturi peste 10°C, arată că bitumurile se pretează mai bine la tehnica brichetării cu liant lichid. Astfel, pentru o mare uzină de brichetare, bitumul lichid se încarcă la rafinărie [9] în vagoane cisterne (38 500 l) izolate şi cu dispozitive de încălzire cu aburi; vagoanele parcurg 600—3 000 km în timp de 3—10 zile.

Pentru descărcare, bitumul care ajunge aproape la temperatura ambiantă, este încălzit în vagoane, de la sursa de aburi a uzinei, timp de 4—24 ore; apoi este depozitat în rezervoare de stocaj, izolate şi prevăzute cu serpentine de încălzire, pentru menţinerea unei temperaturi de circa 95°C.

În momentul utilizării, bitumul se transferă într-un rezervor de alimentare, încălzit la 115—150°C și de aici, este pompat prin tuburi cu manta de aburi (50/75 mm) bine izolate. Dozajul se asigură prin pompe cu angrenare, cu viteză variabilă, iar bitumul este pulverizat peste căr-

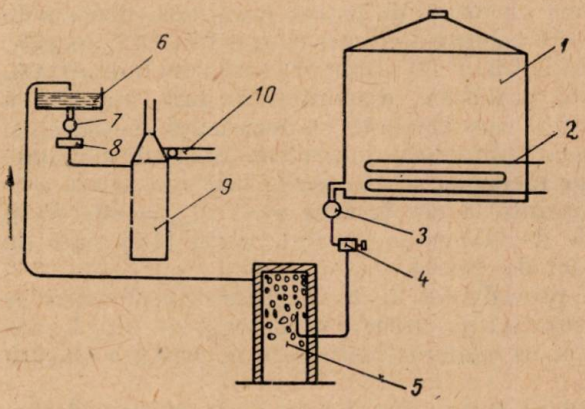


Fig. 2.—Fluxul bitumului la brichetare cu liant lichid.

1 — Rezervor de 250 t pentru bitum lichid (120—140°C); *2* — serpentină Pentru încălzire; *3* — colector cu manta dublă; *4* — grup moto-pompă Pentru circulația bitumurilor; *5* — cuptor tubular; *6* — rezervor 1m³; *7* — colector; *8* — grup moto-pompă pentru dozare; *9* — malaxor; *10* — transportor pentru cărbune.

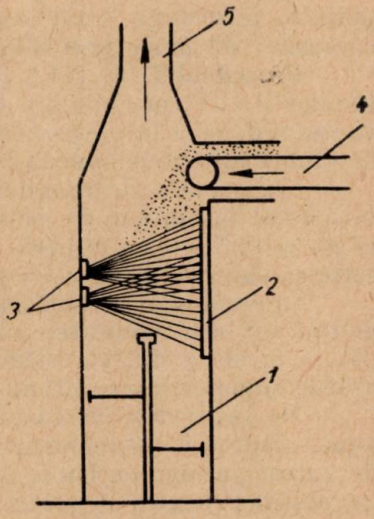


Fig. 3.—Dispozitiv pentru amestecarea cu bitum lichid.

1 — Malaxor; *2* — tolă încălzită; *3* — pulverizatoare pentru bitum și uleiuri; *4* — transportor pentru cărbune; *5* — coș.

bune, prin pulverizatoare cu ∅ 3 mm în care se realizează o emulsie bitum-aburi. Bitumul este pulverizat direct în melanjor, la o presiune de 20 atmosfere și temperatura de 170°C, peste cărbunele încălzit în prealabil cu abur viu la circa 90°C.

Omogenitatea și rezistența mecanică a brichetelor depinde în mare măsură de modul de repartiție al liantului în brichetă [10] și nu atît de conținutul mediu de liant.

S-a constatat că unul din principalii factori ce afectează rezistența brichetelor pare a fi natura interacțiunilor ce pot să se producă la suprafața de contact între liant și cărbune. Această ipoteză este susținută de faptul că procentul de substanțe solubile în CS_2 scade sistematic, o dată cu creșterea rezistenței brichetelor și totodată se remarcă o scădere simultană a suprafeței interne a cărbunelui.

Se demonstrează astfel că rezistența brichetelor este influențată de o reacție fizico-chimică între cărbune și liant, avînd loc o dizolvare a liantului pe suprafața cărbunelui sau o penetrație în volumul porilor.

COMPARAŢIE ÎNTRE PROCEDEUL I.E. AL ACADEMIEI R.P.R. ŞI ALTE PROCEDEE SIMILARE

Aplicarea procedeului termochimic în R.P.R. s-a făcut ţinînd seama de condiţiile tehnico-economice specifice ţării noastre.

Acest lucru a condus la stabilirea unei tehnologii proprii, care permite fabricarea unui cocs, superior din punct de vedere calitativ cocsurilor obţinute prin alte procedee care utilizează oxidarea.

Procedeul I. E. [11], [12], [13], [14, [16] cuprinde degazarea cărbunilor PALV, în cuptoare verticale sau prin fluidizare, brichetarea măruntului de cocs în prese-valţuri cu bitum de petrol parafinos, urmată de tratamentul termochimic la 260°C cu gaze arse care conţin 14—16 % oxigen.

Comparativ cu procedeul I. Ch. P. W. ajuns la fază semiindustrială, utilizarea bitumului de petrol parafinos, disponibil în ţara noastră, a creat posibilitatea obţinerii unui cocs-brichete cu rezistenţă mecanică şi termică mai ridicată decît se poate obţine cu ajutorul smoalelor de cărbune.

Îmbunătăţirea calităţilor mecanice ale cocsului-brichete apare evidentă, atît din rezultatele obţinute la noi în fază pilot $M_{40} = 80-85$ şi $M_{10} = 8$, cît şi din cercetările de laborator privind lianţii [15], care au arătat superioritatea bitumului de petrol.

De asemenea, în cazul procedeului I. E. degazarea cărbunilor se poate efectua la temperaturi mai înalte, întrucît tehnologia nu este legată de autoasigurarea cu liant, fapt ce conferă elasticitate în privinţa alegerii instalaţiilor pentru degazare.

În comparaţie cu procedeul Lurgi, fluxul tehnologic al procedeului I. E. este simplificat, datorită absenţei degazării ulterioare la 600°C, prin care se reduc volatilele la circa 3 %. Procedeul „Deutsches Brennstoffinstitut" este mult mai complicat, prin folosirea unei materii prime cu totul inferioară (cărbuni bruni pămîntoşi). Introducerea fazei suplimentare pentru desulfurare, conduce la complicarea schemei tehnologice, însă îmbunătăţeşte calitativ cocsul-brichete rezultat.

Cercetările efectuate în laboratorul nostru au condus în final la o cale originală de ameliorare a calităţii cocsului-brichete obţinut prin tratament termo-chimic; această cale o constituie elaborarea procedeului termo-catalitic, care, bazat pe experienţa utilizării catalizatorilor în procesul de oxidare a bitumurilor în industria petrolului, foloseşte catalizatori în vederea îmbunătăţirii şi accelerării procesului de oxidare a brichetelor.

RECENT DEVELOPMENTS IN THE TECHNOLOGY OF COKE BRIQUETTES PRODUCTION BY THERMOCHEMICAL TREATMENT

ABSTRACT

In the last few years many countries have been faced with the problem of the growing shortage of coking coal; this has stimulated research work for obtaining coke from noncoking coal.

Among these researches, coke briquettes by thermochemical treatment have a special place.

The various experimental methods used in Poland, Eastern Germany, Western Germany, Australia and France are described; also recent developments in the field of liquid binders and thermochemical treatment.

Further, the trend of the research work undertaken in Rumania in this direction is indicated; due consideration is given to the specific technical and economical conditions prevailing in the R.P.R. and the results are compared to those obtained abroad.

BIBLIOGRAFIE

1. A. THAU, *Brennstoffschwelung.* Band I—378, Ed. W. Knapp-Halle-Saale, 1949.
2. K. KEGEL, *Brikettierung der Braunkohle.* 657 Ed. W. Knapp-Halle-Saale, 1948.
3. H. ZIELINSKI, *Prace Instytutu chemicznej Przerobki Wegla nad otrzymywaniem Koksu metalurgicznego z Wegli niekoksujacyeh.* Koks-Smola-Gaz, *6*, 280—294 (1957).
4. — *Procesy utleniania w chemicznej przerobce wegla.* Koks-Smola-Gaz, *4*, 172—186 (1959).
5. R. BROADBENT, R. P. DONNALLY, N. PLATELL, Journ. of the Inst. of Fuel, 3—16 (1955).
6. A. LISSNER, E. RAMMLER, *Edelkoks aus Braunkohle.* Freiberger Forschungshefte, *A-119*, 47—60 (1958).
7. M. M. LANG, DEMOLON, *Anthracine 1954.* Revue de l'Ind. Minérale, *1—2* (1960).
8. M. BROT, GAUSSORGUES, *La technique de briquettage utilisant le bitum liquide à Fontanes des Houillères des Cevennes.* Revue de l'Ind. Minérale, *1—2* (1960).
9. M. PROSTEL, RICE, *L'utilisation des bitumes de pétrole pour l'agglomération des fines de houille.* Revue de L'Ind. Minérale, *1—2* (1960).
10. M. MACKOWSKY, *Etude sur l'agglomération au moyen du microscope.* Annales des Mines de Belgique, 1 ian., 9—24 (1960).
11. I. BLUM, I. NISTOR, *Cocs-brichete din cărbunii neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic.* I. *Cercetări în fază de laborator.* St. cerc. energ., *2*, 397—409 (1960).
12. — *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, prin tratament termochimic.* II. *Cercetări în fază pilot.* St. cerc. energ., *3*, 563—575 (1960).
13. — *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți, prin tratament termochimic.* III. *Tehnologia.* St. cerc. energ., *2* (1961).
14. I. BLUM, I. NISTOR, C. IONESCU, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic.* IV. *Cercetări privind influența naturii lianților, asupra rezistenței mecanice a cocsului.* St. cerc. energ., *4*, 675 (1961).
15. I. BLUM, I. NISTOR, FR. BARCA, R. COSTEA, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic.* V. *Cercetări privind utilizarea cărbunilor bruni și ligniților.* St. cerc. energ., *1* (1962).
16. I. BLUM, I. NISTOR, F. ȘTEFĂNESCU, V. TĂZLĂUANU, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic.* VI. *Variația rezistenței mecanice, în funcție de procentul de liant, durata și temperatura tratamentului termochimic.* St. cerc. energ., *2* (1962).

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

ELECTROTEHNICĂ

A. MORARU, *Amplidina (mașina electrică amplificatoare de curent continuu, cu cîmp transversal)*, 328 p. + 2 pl., 14,90 lei.

AUTOMATIZĂRI

* * * *Probleme de automatizare II. Folosirea mașinilor electronice de calcul în industrie și economie. Extrase din lucrările prezentate la Consfătuirea asupra mașinilor electronice de calcul (ianuarie 1960)*, 171 p., 8,55 lei.

* * * *Probleme de automatizare III. Sesiunea asupra problemelor teoretice și practice privitoare la automatizările industriale (13 octombrie 1960)*, 188 p., 8,80 lei.

GR. C. MOISIL, *Circuite cu tranzistori*, vol. I, 142 p., 8,25 lei; vol. II, 156 p., 8,55 lei.

C. PENESCU, *Automatica și telemecanica sistemelor energetice*, vol. III, 417 p. + 9 pl., 30,20 lei.

MECANICĂ

N. TIPEI, V. N. CONSTANTINESCU, AL. NICA și O. BIȚĂ, *Lagăre cu alunecare (calcul — proiectare — ungere)*, 436 p., 23,70 lei.

P. P. TEODORESCU, *Probleme plane în teoria elasticității*, 996 p. + 6 pl., 42,80 lei.

CONSTRUCȚII

E. ZAHARESCU, *Contribuții la studiul capacității portante a fundațiilor*, 300 p. + 4 pl., 16,40 lei.

V. VISARION, *Elemente pentru calculul plăcilor curbe subțiri elastice*, 385 p., 16,80 lei.

M. SOARE, *Application des équations aux différences finies au calcul des coques*, 460 p. + 8 pl., 33,80 lei.

F 2701 B

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

SERIA B

TERMOENERGETICĂ I UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

1963 JUL 20

2

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
St. cerc. energ. Vol. 13 Nr. 2-B p. 159—302 Bucureşti 1963

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XIII, nr. 2, 1963 Apare de 4 ori pe an

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
Acad. R. RĂDULEŢ — *redactor responsabil*;
Acad. M. BERCOVICI;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
I. BLUM;
T. IONESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU.
D. GRECOV,

REDACŢIA: BUCUREŞTI, Şoseaua Vitan nr. 236

ECONOMICITATEA TERMOFICĂRII CU TURBOGRUPURI CU CONTRAPRESIUNE DE PUTERE MICĂ

DE

D. GRECOV și I. IORDACHE

621.013

1. Problema economicității termoficării cu grupuri cu contrapresiune P de putere mică are o importanță deosebită în energetică, deoarece aplicarea termoficării în condiții nefavorabile poate conduce la pierderi însemnate în combustibil și investiții.

Din acest punct de vedere, o importanță esențială o va avea problema determinării puterii limite inferioare N_T^{min} a grupurilor (P).

În literatură se indică date contradictorii asupra limitei de economicitate a termoficării cu grupuri mici.

Astfel în [1] se indică că termoficarea devine rentabilă numai cînd puterea grupurilor depășește 18—20% din puterea grupurilor de condensație (K) din sistemul energetic considerat. Din [2] rezultă că pentru sistemul energetic din U.R.S.S. se recomandă ca puterea unitară a grupurilor [P] de termoficare să nu fie sub 6—12 MW, iar pentru grupurile cu condensație și priză (KP) puterea N_T^{min} va trebui să depășească 12—25 MW. În literatură au mai apărut diferite lucrări în care se recomandă valori N_T^{min} inferioare pentru turbine P (pînă la 1 MW) [3], [4]. În prezenta lucrare, se încearcă a se da o analiză a principalilor factori care influențează economicitatea termoficării cu grupuri P de putere mică indicîndu-se valorile N_T^{min} în funcție de factorii analizați.

1.1. Principalii factori ce influențează asupra valorii N_T^{min} și care vor fi analizați mai jos sînt următorii:

a) Mărimea duratei de utilizare a sarcinii termice maxime h_0, care depinde de alura curbei clasate anuale a consumului de căldură. Pentru consumatorii industriali s-a ales o curbă tip I, cu $h_0 = 6\,000$ ore/an iar pentru consumatorii urbani în care consumul de căldură pentru încălzire,

ventilaţie şi apă caldă are un rol preponderent s-a ales curba de tip II cu $h_0 = 3\,850$ ore/an (fig. 1).

b) Parametrii iniţiali ai aburului la intrare în turbina $P(p_0, t_0)$ şi valoarea contrapresiunii p_c în funcţie de nivelul de temperatură cerut de consumatorul de căldură.

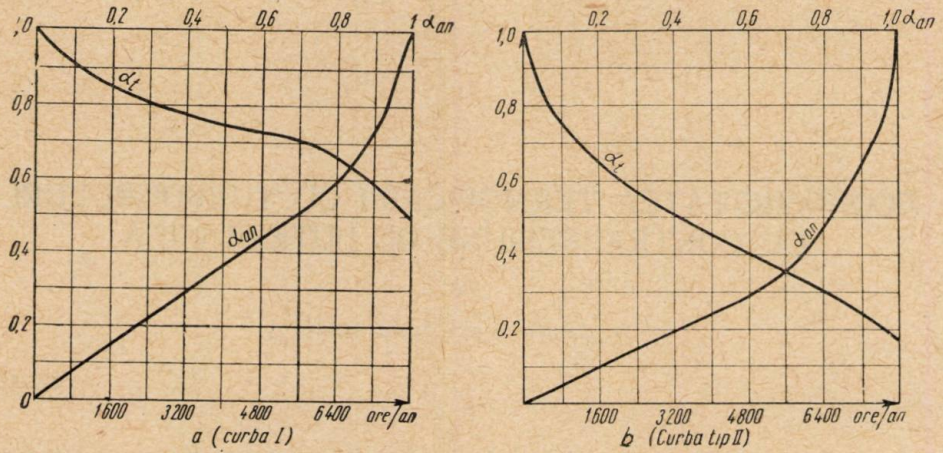


Fig. 1 *a*, *b*. — Curbele clasate ale debitului de căldură pentru un tip de consumator industrial (tip I) şi un tip de consumator urban (tip II).

În calcule s-au luat parametrii iniţiali ai aburului $p_0 = 16$ ata, $t_0 = 350°C$, $p_0 = 35$ ata, $t_0 = 450°C$, $p_0 = 90$ ata, $t_0 = 500°C$ şi valorile contrapresiunii $p_c = 2$ ata, 5 ata, 10 ata.

c) Debitul de abur D, la intrare în turbină de care va depinde puterea grupurilor $(P)\,N_T$. Debitele de abur s-au luat $D = 10$ t/h, 15 t/h, 20 t/h.

d) Structura investiţiilor în centralele termoelectrice de tip *CTE*, *CET* sau *CT*, variaţia investiţiilor specifice în centrale cu condensaţie de putere relativ mare (*CTE*) în raport cu centralele de termoficare (*CET*).

e) Preţul combustibilului folosit. Compararea economicităţii termoficării în raport cu producerea separată de energie electrică (*CTE*) echipată cu grupuri *K* de putere mare şi producerea de căldură în *CT* echipate cu cazane de debit mediu şi parametrii coborîţi ai aburului sau cazane de apă caldă trebuie făcute pentru fiecare caz concret, pe baza unei metodici corecte care să permită compararea unor soluţii echivalente din punct de vedere energetic.

Criteriul economic de comparaţie recomandat în literatura de specialitate rămîne în toate cazurile mărimea cheltuielilor de calcul C [5], [6].

În expresia cheltuielilor de calcul C trebuie incluse toate cheltuielile aferente achiziţiei materiilor prime (combustibil, ulei de ungere, apă tehnică etc.), — cheltuielile pentru reparaţii curente şi pentru personalul de exploatare şi întreţinere a instalaţiilor, cheltuielile generale, amortizări şi cheltuieli pentru reparaţii capitale, la care se adaugă mărimea ce repre-

zintă plus produsul societății (reproducția lărgită) și se va lua 10—12,5% din investițiile totale în obiectivul industrial în funcție de mărimea coeficientului normat de eficacitate economică din ramura de producție respectivă.

În U.R.S.S. coeficientul normat de eficacitate economică este luat $\mu = 12{,}5\%$, ceea ce corespunde unui timp de recuperare $T_r = 8$ ani.

Cheltuielile de amortizare în construcția centralei termoelectrice se iau circa 5% ceea ce corespunde unei durate medii a instalațiilor de 20 ani, dacă se face abstracție de eșalonarea în timp a investițiilor.

Cu cît cheltuielile de calcul ale instalației energetice, vor fi mai mici în comparație cu alte variante, cu atît varianta considerată va fi mai economică.

Pentru a stabili economicitatea termoficării în raport cu schema separată de producere a energiei electrice și căldurii, trebuie aleasă la început o metodică care să permită obținerea cu suficientă precizie a economiei de combustibil datorită termoficării.

2. Calculul economiei de combustibil ΔB este mult mai corect cînd se folosesc caracteristicile energetice ale turbinelor P sau K, pe baza cărora se poate calcula consumul de căldură al turbogrupului Q_p în funcție de mărimea energiei electrice E_T produse în regim de termoficare, de coeficientul de termoficare α_T și consumul de mers în gol al turboagregatului Q_x

$$Q_p = Q_x n_0 + q_T E_T + \alpha_T Q_0 , \tag{1}$$

în care

$Q_x = x_T Q_T \dfrac{\text{Gcal}}{\text{h}}$ — consumul de mers în gol a turbinei P, fiind componenta termică de mers în gol;

$n_0 \dfrac{\text{ore}}{\text{an}}$ — ore de funcționare a turbogrupului;

$Q_0 \dfrac{\text{Gcal}}{\text{h}}$ — debit maxim de căldură cerut de consumator;

$\alpha_T = \dfrac{Q_T}{Q_0}$ — coeficientul de termoficare al CET;

$Q_T \dfrac{\text{Gcal}}{\text{h}}$ — debitul maxim de căldură dat de turbina P;

$q_T \dfrac{\text{Gcal}}{\text{MWh}}$ — consum specific suplimentar de căldură în regim de termoficare.

Consumul total de căldură în varianta termoficării ținînd seama și de debitul livrat direct de cazane CET sau de vîrf va fi

$$Q_1 = Q_p + (h_0 - \alpha_T h_T) Q_0 . \tag{2}$$

Pentru turbina cu condensație (K) consumul de căldură va fi dat de caracteristica energetică de forma

$$Q_K = Q'_x n_0 + q_K E , \tag{3}$$

în care $q_K \left[\frac{\text{Gcal}}{\text{MWh}}\right]$ — consum specific suplimentar de căldură în regim de condensație. Consumul total de căldură în varianta separată de producere a energiei electrice și căldurii va fi

$$Q_2 = Q_K + Q_0 . \tag{4}$$

Comparînd variantele termoficării și producerii separate de energie și căldură, trebuie avut în vedere că variantele trebuie aduse la echivalența energetică, în ambele cazuri producția de energie și căldură trebuie să fie aceeași.

Puterea electrică instalată în *CET* poate fi diferită de puterea instalată în *CTE*, fiind funcție de gradul de disponibilitate al puterii în *CTE* $\left(\varphi = \frac{N_{disp}}{N_{CET}}\right)$. Gradul de disponibilitate al puterii *CET* depinde de posibilitatea participării grupurilor *CET* la acoperirea vîrfului maxim de sarcină electrică a sistemului energetic. Durata de utilizare a puterii instalate la *CET* (h_{CET}) depinde de forma curbei clasate de consum de căldură și de coeficientul de termoficare α_T ales. În cazul consumatorilor industriali la care durata de utilizare a sarcinii maxime termice Q_0, depășește $h_0 = 5\,000 - 6\,000$ ore/an, energia electrică produsă în regim de termoficare de grupurile P va crește, durata de utilizare a puterii instalate $h_{CET} = E/N_t$ fiind de asemenea ridicată.

În cazul consumatorilor urbani h_0 poate lua valori mult mai reduse (2 500—4 000 ore/an), ceea ce conduce la o micșorare corespunzătoare a valorii h_{CET}.

Pentru consumatorii industriali sezonieri (fabrici de zahăr, conserve etc.) sau urbani sezonier (încălzire), la care orele de funcționare ale turbinei P sînt de ordinul 2 500—3 500 [ore/an], gradul de disponibilitate φ al puterii instalate în *CET* poate fi mult redus, ceea ce necesită instalarea unei puteri suplimentare în *CTE*.

În calcule s-a considerat că pentru curbele clasate de tip I și II (fig. 1) gradul de disponibilitate al puterii instalate la *CET* este egal cu unitatea, deci puterea necesară a se instala la *CTE* va fi egală cu puterea turbinei $P\,(N_T)$.

Această aproximație se poate face avîndu-se în vedere faptul că vîrful de sarcină al consumatorilor de tip urban (II) coincide cu vîrful de sarcină electrică a sistemului energetic.

În cazul cînd $\varphi = \frac{N_{disp}}{N_{CET}} < 1$, putere echivalentă instalată la *CET* se ia $N_{CET} = \varphi\, N_{CET}$.

Pentru fiecare turbină P s-au calculat caracteristicile energetice conform ecuației (3), pe baza parametrilor inițiali ai aburului (p_0, t_0), valoarea contrapresiunii p_c și debitului de abur la intrare în turbină (D), făcîndu-se abstracție de influența circuitului regenerativ pentru puteri

N_T mici (tabela 1). Puterea electrică a grupurilor P se calculează pe baza ecuației de forma

$$N_T = u\,Q_T - v\,, \tag{5}$$

în care

u, v — coeficienți de calcul, rezultați din caracteristica energetică a grupului (tabela 1).

Tabela 1

Debit abur D t/h	Parametrii aburului	Caracteristica energetică Gcal/h	Puterea nominală N_t MW	Debitul de căld. nominală Q_t Gcal/h	Ecuația puterii în funcție de sarcina termică
$D = 10$ t/h	20/400/2	$Q = 0{,}086 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1	5,65	$N_t = 0{,}209Q_t - 0{,}183$
	35/450/2	$Q = 0{,}093 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,2	6	$N_t = 0{,}235Q_t - 0{,}212$
	90/500/2	$Q = 0{,}1 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,3	5,5	$N_t = 0{,}28\,Q_t - 0{,}241$
	20/400/5	$Q = 0{,}062 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	0,6	5,9	$N_t = 0{,}131Q_t - 0{,}177$
	35/450/5	$Q = 0{,}07 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	0,8	5,9	$N_t = 0{,}15\,Q_t - 0{,}194$
	90/500/5	$Q = 0{,}075 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1	5,9	$N_t = 0{,}2\,Q_t - 0{,}196$
	35/450/10	$Q = 0{,}034 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	0,4	5,82	$N_t = 0{,}0905Q_t - 0{,}134$
	90/500/10	$Q = 0{,}042 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	0,55	6,1	$N_t = 0{,}108\,Q_t - 0{,}11$
$D = 15$ t/h	20/400/2	$Q = 0{,}129 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,5	8,7	$N_t = 0{,}223Q_t - 0{,}277$
	35/450/2	$Q = 0{,}15 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	2	8,5	$N_t = 0{,}28\,Q_t - 0{,}358$
	90/500/2	$Q = 0{,}174 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	2,25	8	$N_t = 0{,}335Q_t - 0{,}422$
	20/400/5	$Q = 0{,}103 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1	8,7	$N_t = 0{,}15Q_t - 0{,}3$
	35/450/5	$Q = 0{,}120 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,4	8,7	$N_t = 0{,}2\,Q_t - 0{,}34$
	90/500/5	$Q = 0{,}14 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,5	8,4	$N_t = 0{,}21Q_t - 0{,}3$
	35/450/10	$Q = 0{,}073 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	0,85	9	$N_t = 0{,}126Q_t - 0{,}275$
	90/500/10	$Q = 0{,}085 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,1	8,9	$N_t = 0{,}15\,Q_t - 0{,}222$
$D = 20$ t/h	20/400/2	$Q = 0{,}155 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	2	10,5	$N_t = 0{,}226Q_t - 0{,}366$
	35/450/2	$Q = 0{,}186 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	2,6	10,8	$N_t = 0{,}284Q_t - 0{,}465$
	90/500/2	$Q = 0{,}252 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	3,25	10,5	$N_t = 0{,}368Q_t - 0{,}605$
	20/400/5	$Q = 0{,}12 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,4	11,7	$N_t = 0{,}156Q_t - 0{,}42$
	35/450/5	$Q = 0{,}155 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	2	11,8	$N_t = 0{,}21\,Q_t - 0{,}48$
	90/500/5	$Q = 0{,}182 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	2,35	11,5	$N_t = 0{,}246Q_t - 0{,}47$
	35/450/10	$Q = 0{,}1 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,3	12,25	$N_t = 0{,}14Q_t - 0{,}4$
	90/500/10	$Q = 0{,}131 + 0{,}9\,N_t + \alpha_t\,Q_0$	1,7	12	$N_t = 0{,}17Q_t - 0{,}34$
	K — 50 — 90	$Q = 3{,}9 + 2{,}21\,N$			
	K — 100 — 90	$Q = 15 + 2{,}10\,N$			

În tabela 1, turbinele P se notează ținînd seama de debitul D t/h presiunea inițială a aburului p_0 și contrapresiunea p_c. Pentru fiecare turbină P se indică puterea N_T^{nom} și sarcina nominală termică livrată de turbină $Q_T \left[\frac{\text{Gcal}}{\text{h}}\right]$. Consumul specific total de căldură $\left[\frac{\text{Gcal}}{\text{MWh}}\right]$ pentru turbinele cu condensație pe baza caracteristicii energetice a grupului (3) se calculează din relația

$$q_K^* = q_K + \frac{Q_x'}{N} \cdot \frac{n_0}{h_{eT}} \left[\frac{\text{Gcal}}{\text{MWh}}\right]. \tag{6}$$

Economia de căldură obţinută în regim de termoficare în raport cu schema separată, se poate calcula

$$Q_2 - Q_1 = \Delta Q = (q_K^* - q_T)\, E - n_0\, Q_x . \tag{7}$$

Pentru calculul energiei electrice produse în regim de termoficare, trebuie ţinut seama că durata de utilizare a puterii electrice h_{CET} va fi dată de relaţia [2]

$$h_{CET} = \frac{h_T - x_T\, n_0}{1 - x_T} \left[\frac{\text{ore}}{\text{an}}\right], \tag{8}$$

în care

h_T [ore/an] — durata de utilizare a sarcinii termice maxime livrate de turbina P.

Valoarea h_T depinde de mărimea coeficientului de termoficare $\alpha_T = \dfrac{Q_T}{Q_0}$, deci de mărimea debitului maxim cerut de consumator Q_0

$$h_T = h_0 \frac{\alpha_{an}}{\alpha_T} , \tag{9}$$

în care

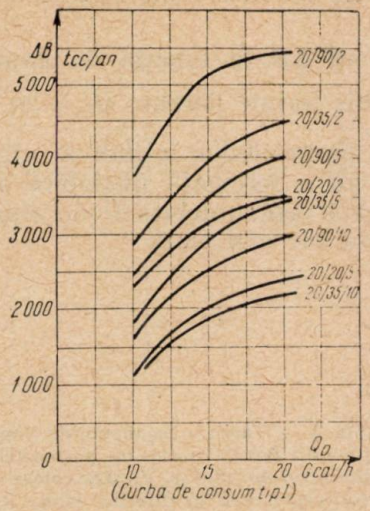
α_{an} — coeficient de termoficare anual al turbinei P, care rezultă din construcţia curbei integrale a consumului de căldură (fig. 1).

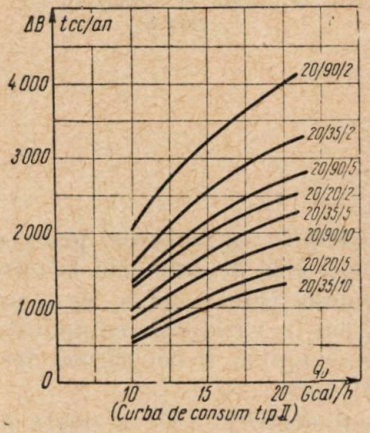
Din ecuaţia (7) rezultă că economia de căldură va fi cu atît mai mare, cu cît mărimea producţiei de energie în regim de termoficare va fi mai mare ($E = N_T\, h_{CET}$).

Pentru a scoate în evidenţă influenţa coeficientului de termoficare asupra economiei de căldură s-au variat debitele maxime de căldură Q_0 consumatorilor termici de la 5 Gcal/h la 20 Gcal/h pentru curbele de tip I şi II.

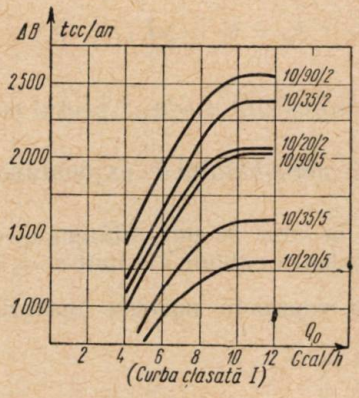
Cu cît se măreşte debitul maxim de căldură Q_0 cerut de consumatorul termic pentru un turbogrup P de putere termică Q_T dată, coeficientul de termoficare α_T va scădea, ceea ce conform relaţiilor (9), (10) conduce la mărirea corespunzătoare a valorilor h_T, h_{CET} deci a economiei de căldură ΔQ. Mărimea ΔQ va creşte deci cu creşterea debitului termic maxim Q_0, pînă cînd h_T devine egal cu durata de funcţionare a turboagregatului n_0, ceea ce conform relaţiei (8) conduce la egalitatea $h_{CET} = h_T = n_0$. Micşorarea în continuare a coeficientului de termoficare nu mai influenţează asupra mărimii h_{CET}, mărimea ΔQ rămînînd constantă (E = const.).

Valoarea $\dfrac{\Delta Q}{Q_0}$ proporţională cu economia relativă de căldură, raportată la unitatea de căldură livrată, va avea însă un maxim pentru o valoare α_T^{opt}. În figura 2, se dau valorile ΔB (economia de căldură ţinînd seama de randamentul cazanelor $\eta_c = 0{,}86$) în tcc/an pentru turbogrupurile analizate şi curbele tip I şi II, în funcţie de mărimea Q_0.

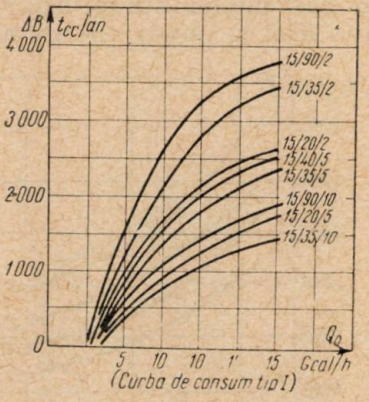


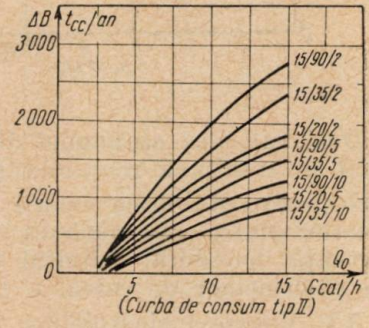


a



c





b

Fig. 2 *a*, *b*, *c*. — Variația economiei de combustibil $\Delta B \left(\frac{\text{tcc}}{\text{an}}\right)$ în funcție de debitul maxim de căldură cerut de consumator Q_0.

În figura 3, se dă variaţia mărimii ΔB în funcţie de parametrii iniţiali şi contrapresiunea p_c la un debit termic maxim $Q_0 = 20 \frac{\text{Gcal}}{\text{h}}$.

Din figura 2 rezultă că mărirea parametrilor iniţiali ai aburului (p_0, t_0) şi micşorarea contrapresiunii p_c au o influenţă deosebită asupra valorii ΔB, influenţa fiind mai accentuată pentru debite D de abur mai ridicate, deci la puteri unitare ale grupurilor mai mari.

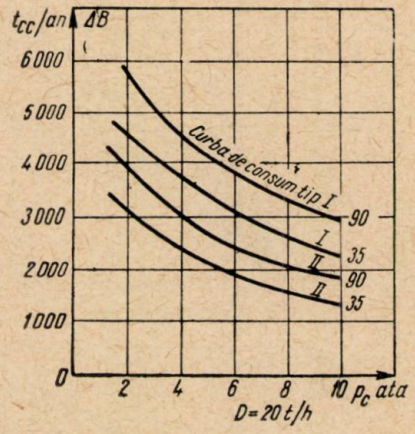


Fig. 3. — Variaţia economiei de combustibil ΔB în funcţie de parametrii iniţiali ai aburului (p_0, t_0) şi de valoarea contrapresiunii la diferite debite de abur la intrare în turbogrup (D = = 20 t/h).

Deşi valoarea economiei de căldură prin termoficare joacă un rol esenţial în stabilirea rentabilităţii termoficării, în calculele tehnico-economice pentru stabilirea valorii $N_T^{\min}$ trebuie ţinut seama de o serie de alţi factori dintre care mărimea investiţiilor în variantele comparate au o importanţă deosebită. Criteriul tehnico-economic îl constituie deci mărimea cheltuielilor de calcul C (punctul 1.2).

3.1. Valoarea cheltuielilor de calcul conform [6] se poate calcula pe baza formulei

$$C = Bb + p\chi + A + r_c + c_g + s_i + \mu I\,, \qquad (10)$$

în care

B, b — respectiv consumul de combustibil tcc/an, preţul combustibilului lei/tcc;

p, χ — respectiv salariul mediu al personalului de exploatare lei/an numărul de salariaţi;

$A = a\,I$ — cheltuielile de amortizare la care se pot adăuga şi cheltuielile pentru reparaţii capitale (în calcule s-a luat $a = 5{,}3\,\%$);

$r_c \left[\frac{\text{lei}}{\text{an}}\right]$ — cheltuieli necesare pentru reparaţii curente materiale de întreţinere etc.;

$c_g \left[\frac{\text{lei}}{\text{an}}\right]$ — cheltuieli generale;

$s_i \left[\frac{\text{lei}}{\text{an}}\right]$ — cheltuieli aferente consumurilor serviciilor interne;

$\mu \left[\frac{1}{\text{an}}\right]$ — coeficient normat de eficacitate economică, luat în calcule conform $\mu = 12{,}5\%$ ceea ce corespunde la un timp de recuperare $T_r = 8$ ani;

I [lei] — investiții totale în proiectare șantier, construcții, nivelări teren, amenajarea locului (canalizare, drumuri, cale ferată, locuințe), instalații energetice etc.

Numărul de salariați ai centralei termoelectrice se poate aproxima pe baza formulei (7)

$$\chi = 50\, a \sqrt{N}, \tag{11}$$

în care

N [MW] — puterea instalată în centrală;

a — coeficient care ține seama de gradul de automatizare și complexitatea instalațiilor energetice.

Avînd în vedere că necesarul de personal de exploatare pe kW instalat este mult micșorat la *CTE* cu putere unitară ridicată în raport cu grupurile mici de termoficare se poate considera că surplusul de personal cerut de la *CT* în varianta de producere separată a căldurii este echilibrat de surplusul de personal la *CET* față de *CTE*.

Tot în scopul simplificării calculelor, s-a luat cu suficientă precizie $r_c + c_g = 0{,}01\ I$.

Valoarea s_i este proporțională cu cantitatea de energie electrică produsă.

După cum rezultă din expresia cheltuielilor de calcul (10), o importanță deosebită o are stabilirea corectă a mărimii investițiilor I în *CET* echipate cu turbine P de putere mică și în *CTE* echipate cu turbine de putere unitară relativ ridicată ce furnizează energie electrică în cadrul sistemului energetic respectiv.

În literatură se indică diferite formule pentru calculul investițiilor specifice (lei/kW, lei/t/h) pentru *CTE*, *CET* sau *CT* [1], [3], [8].

Variația investițiilor specifice în funcție de puterea electrică la *CET* se poate calcula conform [8]

$$i_{CET} = B\, \xi\, \varphi\, n^{0{,}15}\, N^{-r}, \tag{12}$$

în care

B — 3 000 — 4 000 — un coeficient ce ține seama de accesibilitatea locului; de construcție a *CET* și de cheltuielile necesare amenajării locului respectiv etc.;

ξ — coeficient ce depinde de tipul turbinei și de presiunea aburului la priza de termoficare;

φ — coeficient care se ia pentru combustibilii solizi egal cu unitatea, iar pentru combustibilii lichizi și gazoși 0,75 — 0,77;

n — numărul de turboagregate la *CET*;

r — exponent care se ia $\simeq 0{,}22$;

N [MW] — puterea electrică N_{CET} instalată la *CET*.

Formula (12) permite să se țină seama de influența numărului de turboagregate instalate la *CET*.

După [1] valoarea exponentului r poate varia în limita 0,15 —0,3, însă calculele efectuate pentru *CET* echipate cu turbine de producție Reșița au condus la o valoare $r = 0{,}22$ ceea ce coincide cu valoarea exponentului dată în ecuația (12).

Pentru a compara economicitatea grupurilor instalate la *CET* și *CTE* este necesar să se cunoască nu numai funcția ce exprimă variația investițiilor specifice cu puterea instalată, ci totodată trebuie cunoscută funcția ce corelează investițiile specifice la *CET* și *CTE*.

Conform [1], [3], cunoscîndu-se investițiile specifice în *CTE* (i_k), se recomandă formule de calcul pentru calculul investițiilor specifice în *CET* de aceeași putere, ținînd seama de faptul că cheltuielile de investiții la *CET* se micșorează pentru sala mașinilor (sînt suprimate condensatorul, instalațiile de captare și vehiculare a apei de răcire și construcțiile aferente ceea ce reprezintă circa 10—15% din totalul investițiilor la *CET*), iar pe de altă parte cresc investițiile la sala de cazane (pentru aceeași putere instalată, debitul termic al instalației de cazane va fi mai ridicat la *CET*).

Ținîndu-se seama de structura investițiilor la *CET* și *CTE* [7], [9] relația de trecere de la investiția specifică în *CTE* echipată cu turboagregate de condensație de putere unitară N_K i_K (lei/kW) la investiția specifică în *CET* echipate cu turboagregate de putere unitară N_T $i_T \frac{\text{lei}}{\text{kW}}$ se recomandă a se lua de tipul

$$\frac{i_T}{i_K} = \left[(0{,}56 \div 0{,}6)\frac{D_T}{D_K} + (0{,}35 \div 0{,}3)\ \Psi\right] \cdot \left(\frac{N_K}{N_T}\right)^{0{,}22} \qquad (13)$$

în care:

$\frac{D_T}{D_K}$ — raportul debitelor de abur instalate în cazanele *CET* și *CTE*; deoarece producerea specifică de energie electrică pe unitatea de căldură livrată la *CET* este direct proporțională cu mărimea h_T/h_K se poate lua aproximativ $\frac{D_T}{D_K} \cong \frac{h_K}{h_T}$;

$\frac{h_T}{h_K}$ — raportul căderilor entalpice în turbina cu contrapresiune h_T și în turbina cu condensație h_K;

Ψ — coeficient ce ține seama de complexitatea instalațiilor în sala mașinilor pentru *CET* și *CTE*, de tipul turbinei etc.

Pentru tipurile de turbine P luate în considerație în prezenta lucrare [tab. 1], raportul $\frac{N_K}{N_T} \gg 1$ deci mărimea $\frac{i_T}{i_K} > 1$. Calculele de variante efectuate pentru diferite agregate construite în R.P.R., pe baza structurii *CET* și *CTE*, au demonstrat aplicabilitatea formulei (13) în limite largi de variație a puterii N.

Pentru a pune în evidență influența mărimii grupurilor de condensație N_K nou instalate în sistemul energetic, asupra economicității termo-

ficării, s-a considerat că puterea unitară medie a grupurilor (K) variază în intervalul 50—100 MW. Pentru grupurile K—100—90 și K—50—90 caracteristicile energetice sînt date în [2], [10] (tab. 1), iar investițiile specifice, în cazul folosirii combustibililor lichizi și gazoși, s-au luat respectiv 2 700 lei/kW și 3 000 lei/kW.

Trebuie reliefat faptul că o dată cu mărirea puterii unitare a turbinelor cu condensație instalate în sistem N_K valoarea q_K^* (ecuația (6)) se va micșora, ceea ce conduce la micșorarea economiei de căldură datorită termoficării (ecuația (7)), totodată scăzînd și valoarea investițiilor specifice la CTE (i_K). Investițiile specifice în centrala de termoficare (CT) echipată cu cazane de parametri scăzuți, conform calculelor, rezultă în limite $l = 150\,000—180\,000$ lei/t/h (raportate la debitul de abur instalat) pentru combustibili lichizi și gazoși, ridicîndu-se la $l = 200\,000—250\,000$ lei/t/h pentru combustibilul solid.

3.2. Economicitatea termoficării se poate exprima prin diferența dintre cheltuielile de calcul în variantele CTE și CET $\Delta C = C_K - C_T$ în cadrul variantei de producere separată de energie electrică și căldură ținîndu-se seama de mărimea cheltuielilor de calcul în CT.

Condiția de rentabilitate a termoficării va fi: $\Delta C > 0$. Conform expresiei (10) valoarea ΔC se poate calcula

$$\Delta C = \Delta B \cdot b + N_T i_K m \left[\frac{l Q_T}{N i_K} - \left(\frac{i_T}{i_K} - \varphi \right) \right], \qquad (14)$$

în care $m = \mu + a + 0{,}01$ reprezintă suma coeficientului normat de eficacitate economică, coeficientului de amortizare și a coeficientului care include cheltuielile pentru reparații curente, cheltuielile generale etc. În calcule s-a luat conform [10] valoarea $m = 0{,}125 + 0{,}053 + 0{,}01 = 0{,}188$.

Introducînd în ecuația [14] relația (7) pentru calculul economiei de căldură, se poate găsi valoarea limitată a puterii $N_T^{\min}$ grupului pentru care varianta termoficării este mai economică decît schema separată de producere a energiei electrice și căldurii

$$N_T^{\min} \geqslant \frac{n_0 Q_x b + m N_n i_K \left(\frac{i_T}{i_K} - \varphi \right) \cdot \eta_c - \frac{mvl}{u}}{(q_K - q_T) h_{cT} b + \frac{ml}{u}}, \qquad (15)$$

în care coeficienții u și v sînt date de ecuația puterii (tab. 1) iar φ reprezintă gradul de disponibilitate a puterii instalate în CET.

În cazul cînd turbina P considerată are o putere termică $N_T \leqslant N_T^{\min}$ nu se recomandă folosirea ei pentru termoficare în varianta respectivă.

Rentabilitatea aplicării ei se poate obține fie printr-o mărire corespunzătoare a duratei de utilizare h_0 a debitului maxim termic cerut de consumator Q_0, fie prin micșorarea respectivă a coeficientului de termoficare α_T, ambele măsuri concurînd la mărirea valorii h_{CET} (durata de utilizare a puterii termice instalate).

Se observă din (14), (15) rolul deosebit pe care îl joacă în stabilirea puterii limitei inferioare N_T^{min} valorile i_K, i_T, l care depind de structura investiţiilor în centralele CET, CTE şi CT de raportul puterilor grupurilor care se compară $\left(\frac{N_K}{N_T}\right)$, deci de economicitatea medie a grupurilor de condensaţie K cu care se echipează CTE din cadrul sistemului energetic considerat. Luarea de măsuri pentru producţia economică a agregatelor de cazane de debite medii şi parametrii scăzuţi (cazane cu apă caldă sau abur saturat), poate micşora mult valoarea investiţiilor specifice la CT ($1 = 80\,000 - 120\,000$ lei/t/h) [8], ceea ce va conduce la valori N_T^{min} mai ridicate, eficacitatea termoficării reducîndu-se corespunzător.

Preţul combustibilului b [lei/tcc] este de asemenea un factor care poate influenţa esenţial asupra oportunităţii termoficării cu agregate de putere mică.

Preţul combustibilului trebuie calculat ţinînd seama de investiţiile la extracţie, depozitare, transport, deci valoarea b va fi reprezentată prin mărimea cheltuielilor de calcul raportate la tona de combustibil convenţional livrată la centrală (preţul de producţie) [5].

În tabela 2, se estimează preţurile de cost medii ale combustibililor conform [11], la care se adaugă mărimea μI_c care ţine seama de coeficientul normat de eficacitate economică în industria minieră.

Tabela 2

Preţ \ Comb.	Unit.	Comb. solid	Comb. lichid	Comb. gazos
Preţ de cost	lei/tcc	200	165	100
Investiţii pt. extracţie	lei/tcc/an	1 200	1 000	600
Preţ de producţie	lei/tcc	350	290	175

Preţul de producţie al combustibilului va varia deci între 175 şi 350 lei/tcc în funcţie de natura sa, ceea ce conduce la concluzia că natura combustibilului influenţează asupra eficacităţii termoficării.

Astfel conform [1] faptul că la CET urbane se impune arderea unor combustibili superiori, poate influenţa asupra economicităţii termoficării deoarece valorile b sînt diferite la CET şi CTE ($b_{CET} \neq b_{CTE}$).

După cum valoarea economiei de combustibil datorită termoficării, va fi calculată cu preţul combustibilului gazos, lichid sau solid, în funcţie de natura combustibilului utilizat, domeniul de rentabilitate al termoficării va fi diferit, puterea limită inferioară a grupurilor de termoficare (N_T^{min}) crescînd cu scăderea preţului combustibilului.

În general, în balanţa energiei primare a unei regiuni economice intervin toate cele trei sorturi de combustibili, ceea ce conduce la greutăţi în aprecierea valorii economiei de combustibil.

Conform [5], în cadrul unei regiuni economice cu o balanţă echilibrată de producere şi consum a celor 3 sorturi de combustibili, preţul de calcul b trebuie luat preţul mediu de producţie al combustibililor consu-

maţi, ceea ce corespunde cheltuielilor totale de calcul pentru obţinerea combustibililor necesari.

În cadrul unei economii planificate şi cînd nu apar greutăţi la transport şi interşanjabilitatea combustibililor, orice economie de combustibil va conduce la micşorarea producţiei combustibilului celui mai scump (pentru cazul ţării noastre lignitul) deoarece combustibilii mai ieftini trebuie utilizaţi la limita maximă de disponibilitate (această soluţie corespunde structurii optime a balanţei de combustibil).

Pentru a pune în evidenţă influenţa valorii b asupra mărimii ΔC calculele s-au efectuat pentru diferite valori ale preţului b, în limitele 250—350 lei/tcc.

3.3. În general, cunoscînd valoarea economiei de combustibil ΔB din figura 2, în funcţie de parametrii iniţiali ai aburului (p_0, t_0) valoarea contrapresiunii p_c, debitul de abur (sau puterea electrică instalată N_T), structura investiţiilor $\frac{i_T}{i_K}$, l gradul de disponibilitate φ se poate calcula ΔC pentru orice valoare a debitului termic maxim Q_0 cerut de consumator, pentru tipul de curbă clasată de consum anual de căldură impus.

Pentru debitele de abur $D = 10$ t/h; 15 t/h; şi 20 t/h în figura 4, se dau valorile ΔC, pentru care calculele s-au efectuat pentru $l = 200\,000$ lei t/h şi preţul combustibilului $b = 300$ lei/tcc şi 350 lei/tcc; $\frac{i_T}{i_K}$ conform formulei (13) curba de consum I cu $h_0 = 6\,000$ ore/an, puterea grupurilor K 50 MW cu investiţia specifică $i_K = 3\,000$ lei/kW şi 100 MW cu $i_K = 2\,700$ lei/kW.

Din analiza figurilor 4, se constată că la $b = 350$ lei/tcc condiţia de rentabilitate $\Delta C > 0$ este îndeplinită pentru debitul de 10 t/h numai pentru contrapresiunea $p_c \leqslant 2$ ata şi presiunea aburului viu $p_0 \geqslant 35$ ata, debitul de căldură la consumator $Q_0 \geqslant 7{,}5$ Gcal/h. Pentru curba clasată anuală de consum tip II, din calcule a rezultat că pentru $D = 10$ t/h, condiţia în rentabilitate a termoficării nu este satisfăcută.

Pentru preţul combustibilului $b = 300$ lei/tcc din figura 4 *a*, rezultă că termoficarea cu grupuri P de debit $D = 10$ t/h nu este rentabilă decît pentru grupul P — 10/90/2 comparat cu $N_K = 50$ MW (pentru $Q_0 \geqslant 9$ Gcal/h) de unde rezultă importante alegeri juste a preţului b.

Din calculele ce s-au efectuat pentru $b = 230$—250 lei/tcc (ceea ce corespunde aproximativ cu preţul mediu al combustibilului pentru actuala balanţă de combustibil a ţării a rezultat că termoficarea devine rentabilă numai la debite $D \geqslant 20$/t/h pentru parametri aburului 90/2 şi 35/2 şi debite de căldură cerute la consumator $Q_0 \geqslant 14$ Gcal/h.

Din figura 4, se constată creşterea domeniului de rentabilitate o dată cu creşterea debitului de abur D, a parametrilor iniţiali ai aburului (p_0, t_0), a micşorării valorii contrapresiunii p_c, a scăderii puterii unitare a grupurilor K şi a creşterii preţului combustibilului.

Pentru curba clasată de consum de căldură tip II, calculele au arătat că condiţia $\Delta C > 0$ se obţine numai pentru grupul 15/90/2 — — $Q_0 > 14$ Gcal/h, pentru debite $D < 15$ t/h termoficarea devenind nerentabilă.

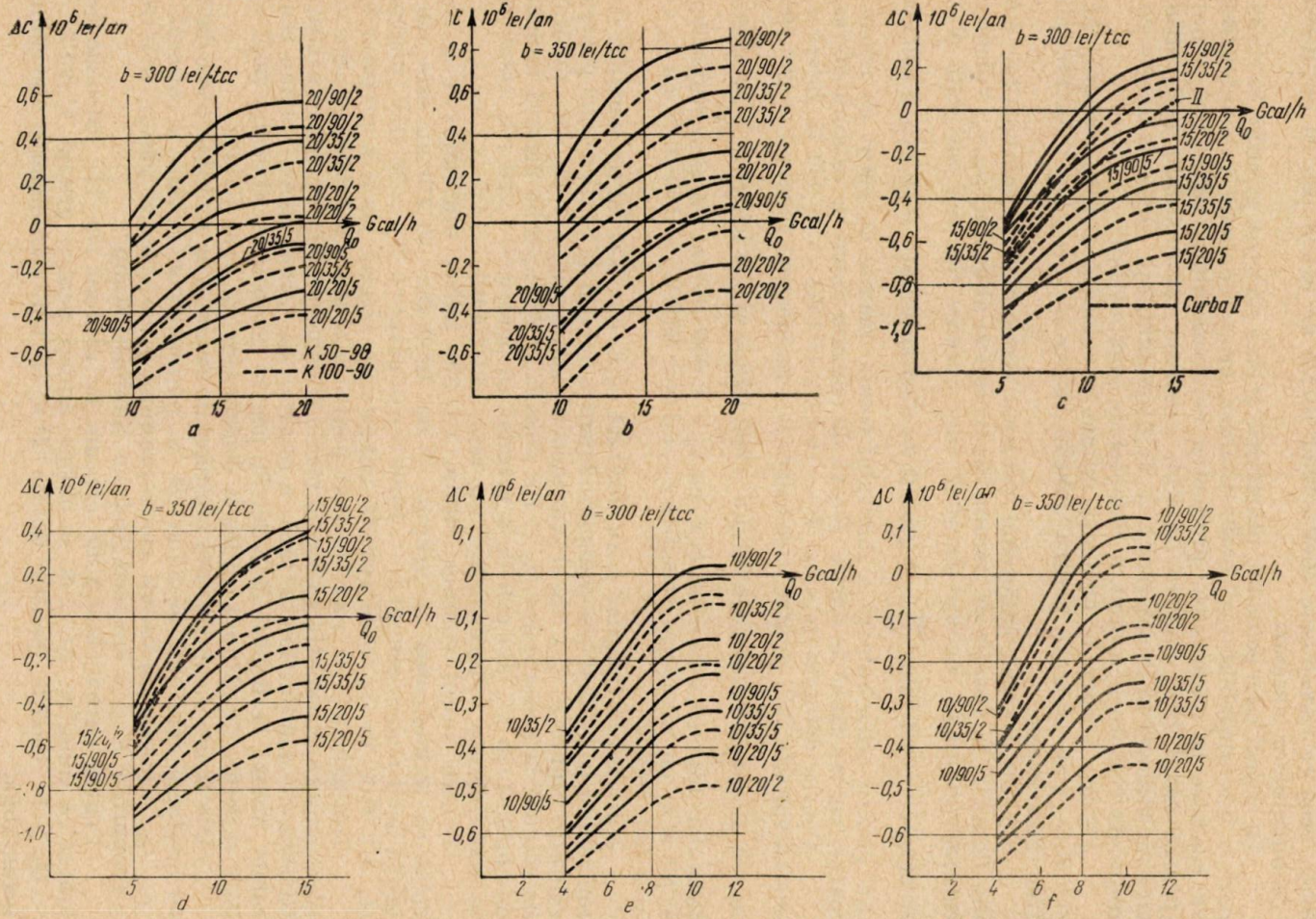


Fig. 4 *a, b, c, d, e, f.* — Variaţia mărimii $\Delta C = C_K - C_T$ în funcţie de caracteristicile grupurilor P şi de debitul maxim Q_0.

În nomograma din figura 5 se dau domeniile de rentabilitate a termoficării $\Delta C > 0$ în funcție de prețul de combustibil b structura investițiilor $\frac{i_T}{i_K}$, l debitul maxim de căldură la consumator Q_0, P 20/90/2 putere 3,25 MW (liniile pline se referă la curba de consum I, liniile punctate la curba de consum II).

Pentru a pune în evidență influența tipului de curbă clasată, s-a trasat nomograma 6 în care se dă domeniul de economicitate pentru turbina P 20/90/2 în funcție de durata de utilizare a debitului termic maxim h_0, pentru $\alpha_T = 1$.

Se observă din nomograma 6 că pentru turbina 20/90/2 și $l = 200\,000$ lei/t/h toți consumatorii a căror curbă clasată a sarcinii termice au valori $h_0 < 5\,000$ ore/an și $\alpha_T = 1$ sînt neindicați pentru termoficare, chiar la un preț al combustibilului $b = 350$ lei/tcc.

4. CONCLUZII

Analiza factorilor care influențează asupra rentabilității termoficării cu grupuri mici cu contrapresiune (P) conduce la concluzia că valoarea trebuie determinată pentru fiecare caz concret, avînd în vedere influența puternică pe care o poate avea fiecare din factorii analizați asupra economicității termoficării. Pentru calculul precis al valorii ΔC care exprimă rentabilitatea termoficării, se impune o determinare corectă a structurii investițiilor în CET, CTE și CT precum și a prețului combustibilului b.

Economicitatea termoficării cu grupuri mici va depinde de asemenea de puterea medie a turbinelor cu condensație ce se instalează la CTE din sistemul energetic considerat și costul cazanelor la parametri coborîți instalați la CT.

În condițiile țării noastre, cînd puterea medie în regim de condensație instalată în sistem crește mereu, iar investițiile specifice în CT scad datorită specializării construcției cazanelor de debite mici (cazane de apă caldă), puterea limită economică a turbinelor P continuă să crească.

Pe baza valorilor găsite din variantele de calcul în care s-au ales mărimile de calcul cele mai probabile pentru prețuri de cost și investiții specifice, rezultă că pentru un debit maxim de căldură cerut la un consumator industrial $Q_0 > 8$ Gcal/h termoficarea industrială poate fi rentabilă la un debit de abur în turbină $D > 10$ t/h.

Pentru consumatorii urbani limita $N_T^{\min}$ va fi mult mai ridicată ceea ce rezultă din figura 5.

În calculele prezentate s-a considerat că gradul de disponibilitate (φ) al puterii instalate la CET este egal cu unitatea, pentru $\varphi < 1$ valorile limite ale puterii $N_T^{\min}$, pentru care $\Delta C > 0$ vor fi mai mari.

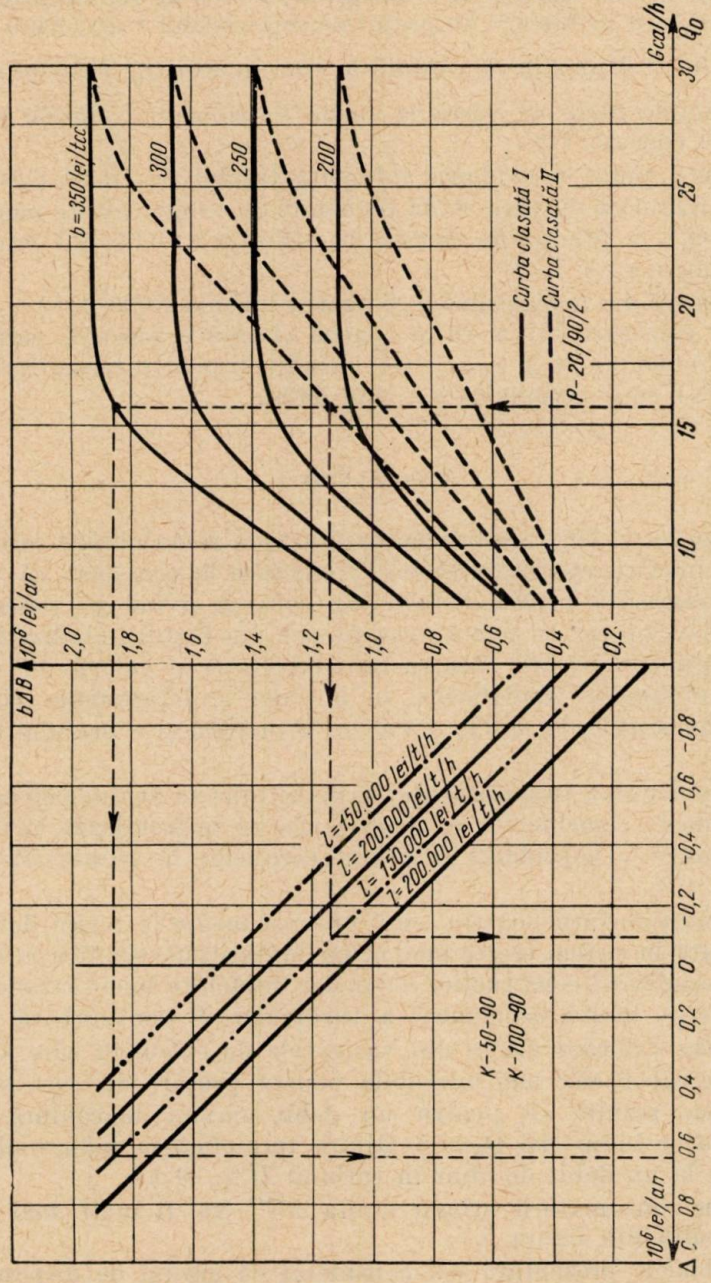


Fig. 5. — Nomogramă pentru stabilirea domeniului de rentabilitate a termoficării pentru turbina P 20/90/2 în funcție de coeficientul de termoficare α_T.

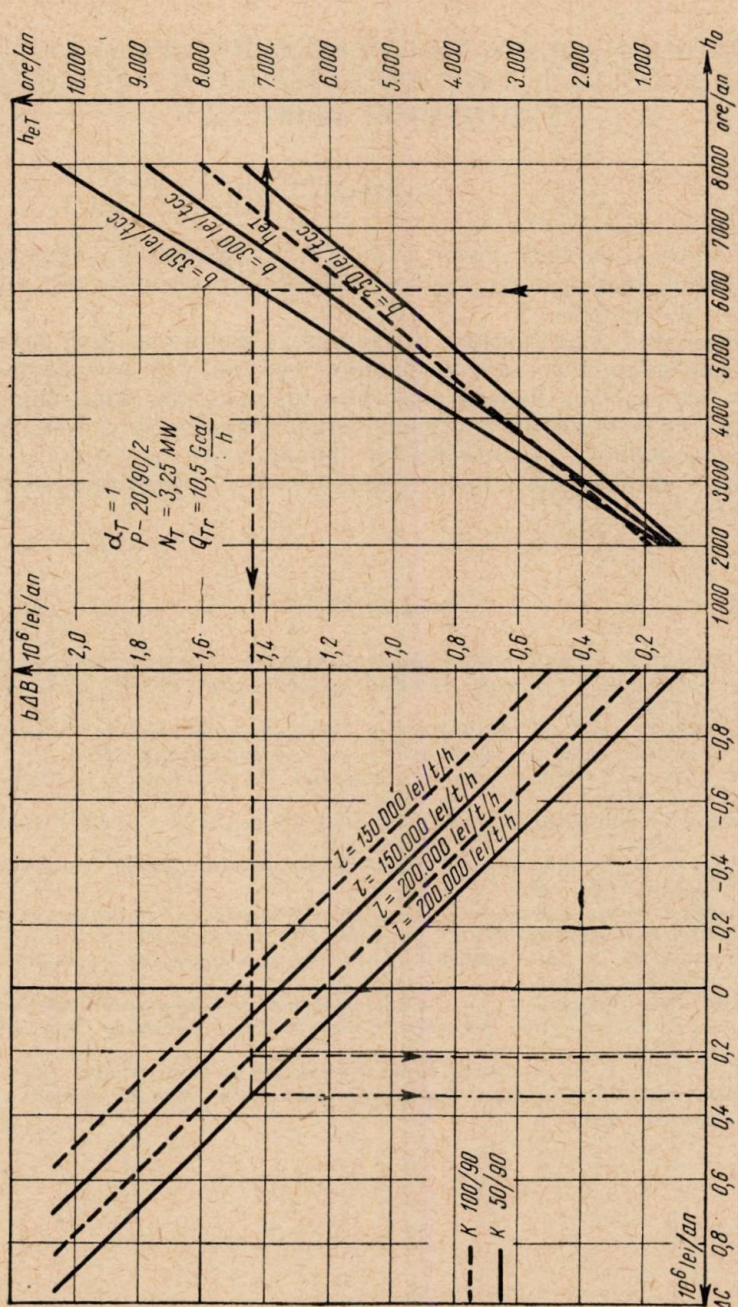


Fig. 6. — Nomogramă pentru stabilirea domeniului de rentabilitate a termoficării în funcție de h_0 a curbei clasate.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТЕПЛОФИКАЦИИ ПРИ ПОМОЩИ ТУРБОАГРЕГАТОВ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ (*P*) НЕБОЛЬШОЙ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ

РЕЗЮМЕ

В работе анализируются факторы, влияющие на экономичность теплофикации, при помощи турбин с противодавлением (*P*) небольшой единичной мощности.

Приводятся номограммы и расчетные формулы для определения области рентабельного использования турбин (*P*) в зависимости от исходных параметров пара и значения противодавления, вид годового графика расхода тепла и структура капиталовложений в ТЭЦ, ТЭС и ТС.

Одновременно анализируется правильное расчетное значение стоимости топлива для определения области рентабильности теплофикации.

BIBLIOGRAFIE

1. В. Б. ПАКШВЕР, *Типы теплоэлектроцентралей и теплоснабжающих систем ближайшего периода развития энергетики СССР*. Теплоэнергетика, *9* (1956).
2. Г. В. ЛЕВЕНТАЛ, Л. А. МЕЛЕНТЬЕВ, *Технико-экономические основы развития теплофикации в энергосистемах*. Госэнергоиздат, 1961.
3. IOAN D. STĂNCESCU, *Bazele teoretice şi economice ale termoficării*. Ed. tehnică, Bucureşti, 1951.
4. R. GÜNTHER, *Wärme-Kraft-Kupplung auch bei Kleinanlagen*. Energie-Technik (Leipzig), *7*, (1958).
5. Л. А. ВААГ, К. Н. ЗАХАРОВ, *Метод экономической оценки в энергетике*. Госэнергоиздат, 1962.
6. * * * *Методические положения технико-экономических расчетов в энергетике ГНТК Сов. Мин. СССР*. Госметаллургиздат, 1959.
7. И. Л. КЕРЦЕЛИ, В. И. РЫЖКИН, *Тепловые электрические станции*. Госэнергоиздат, 1949.
8. С. Ф. КОПЬЕВ, *Развитие в крупных энергосистемах с мощными конденсационными электростанциями высокого и сверхвысокого давления*. Теплоэнергетика, *4* (1959).
9. A. A. LAGOVSKI, V. B. PACSVER, *Centrale termoelectrice*. Ed. tehnică, 1952.
10. Л. А. МЕЛЕНТЬЕВ, *Основные вопросы промышленной теплоэнергетики*. Госэнергоиздат, 1954.

DETERMINAREA TEMPERATURII OPTIME DE PREÎNCĂLZIRE REGENERATIVĂ A APEI DE ALIMENTARE LA CENTRALELE ATOMOELECTRICE COMBINATE

DE

C. HAIDUC

621.013

Principalele particularități ale centralelor atomoelectrice combinate (CAEC) precum și relațiile de calcul ale randamentelor brut, net și electric al acestor centrale au constituit obiectul unor lucrări anterioare [1], [14].

În lucrarea de față ne punem ca scop elaborarea metodei analitice de calcul a temperaturii optime de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare a treptei nucleare din CAEC. La elaborarea relațiilor de calcul necesare vom distinge două părți ale acestei lucrări și anume : o primă parte în care se deduc relațiile de calcul al optimului termic al acestei mărimi ($t_a^{opt,t}$) și partea a doua în care se deduc relațiile de calcul pentru temperatura optimă de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare ținînd seama și de o serie de indici economici ai CAEC.

Problema determinării analitice a temperaturii optime de preîncălzire a apei în cadrul CAE a fost tratată în lucrările [2], [3], [4], [5], [7], [8], [9], [16], [17]. În marea majoritate a acestor lucrări se dau relațiile analitice pentru determinarea optimului termic a acestei mărimi. Problema determinării mărimii t_a^{opt} pentru CAE cu reactori cu apă sub presiune a fost tratată puțin în literatura de specialitate [1], [2], [3].

La determinarea optimului termic al mărimii t_a marea majoritate a autorilor pornesc de la scheme de regenerație idealizate cum este schema cu preîncălzitori prin amestec sau schema de preîncălzire regenerativă teoretică [2].

În cazul de față vom avea în vedere schema reală de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare care s-a dovedit cel mai des folosită atît în cadrul CAE cît și în cazul centralelor termoelectrice (vezi fig. 1).

Această schemă este mai reprezentativă atît pentru CAE cît și pentru CET decît schema cu scurgere în cascadă a drenajelor din partea de joasă presiune în condensator. Cazul schemei pentru CET cu scurgerea

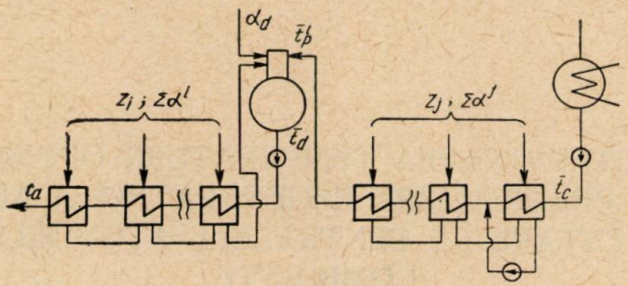


Fig. 1. — Schema de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare în treapta nucleară a CAEC.

drenajelor în condensator și fără a ține seama de lucrul pompelor de alimentare a fost studiat în lucrările [10], [15].

În cazul de față în partea de joasă presiune, există punct de amestec a drenajelor și condensatului. La deducerea relațiilor pentru $t_a^{opt.t}$ se va ține seama și de lucrul pompelor de alimentare.

În schemele de regenerație a CAE și CET degazorii funcționează la o presiune constantă. În acest caz și pentru CAEC preîncălzirea apei de alimentare poate fi împărțită în două părți. O parte constantă care se efectuează de la temperatura de condensație t_c pînă la temperatura de degazor t_d într-un număr de z_j preîncălzitori regenerativi de joasă presiune și o parte variabilă care se obține în preîncălzitorii de înaltă presiune z_i. Pentru simplificarea demonstrațiilor considerăm uniformă repartiția preîncălzirii apei atît pentru z_j cît și în z_i. Căldura de condensație a aburului din prizele de regenerație o considerăm constantă (q_r = const.). Condiția de optimum al mărimii $t_a^{opt.t}$ trebuie obținută din ecuația

$$\frac{\partial \eta_n^b}{\partial t_a} = 0, \tag{1}$$

unde η_n^b randamentul brut al treptei nucleare a CAEC. Pe de altă parte

$$\eta_n^b = \eta_r \cdot \eta_{c_1} \cdot \eta_{\sigma a} \cdot \eta_{c_2} \cdot \eta_t \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_\sigma , \tag{2}$$

unde

$$\eta_r , \eta_{c_1} , \eta_{\sigma a} , \eta_{c_2} , \eta_t , \eta_{0i} , \eta_m , \eta_\sigma ,$$

respectiv randamentele reactorului, conductelor din circuitul *1*, generatorului de abur, conductelor din circuitul *2*, termic, relativ interior al turbinei, mecanic și al generatorului electric.

Avînd în vedere că toate randamentele cu excepția lui η_{lt} pot fi considerate că nu depind de t_a, condiția de optimum termic pentru t_a va fi

$$\frac{\partial \eta_{lt}}{\partial t_a} = 0. \tag{3}$$

Randamentul termic al ciclului termodinamic poate fi exprimat [10]

$$\eta_{lt} = 1 - \frac{\alpha_c - q_c}{i_0 - (\bar{t}_a + \Delta i_p)}, \tag{4}$$

unde α_c — debitul relativ de abur în condensator,
$q_c = i_{c_0} - t_c$; i_{c_0} — entalpia aburului în condensator (se determină pe procesul adiabatic de dilatare a aburului în turbină);
$\bar{t}_c$ — entalpia condensatului;
Δi_p — lucrul pompei de alimentare [kcal/kg].

Pentru a determina funcția $\eta_{lt} = f(t_a)$ este necesar să cunoaștem în prealabil $\alpha_c = f(t_a)$ și $\Delta i_p = f(t_a)$. Lucrul pompei de alimentare poate fi calculat după cunoașterea lui t_a cu ajutorul relației clasice de calcul.

Relația pentru α_c poate fi obținută dacă cunoaștem pe α respectiv debitele relative de abur în degazor, preîncălzitorii regenerativi de joasă și de înaltă presiune.

Debitul relativ de abur în degazor poate fi exprimat

$$\alpha_d = \frac{(\bar{t}_d - \bar{t}_p^i) - \sum_1^{z_j} \alpha^i (\bar{t}_i - \bar{t}_p^j)}{i_\alpha - \bar{t}_p^j}, \tag{5}$$

unde creșterea entalpiei apei în degazor este

$$\bar{t}_d - \bar{t}_p^j = \tau_d = \tau_j = \text{const.}, \tag{6}$$

τ_j, τ_d — creșterea entalpiei apei în preîncălzitorul de joasă presiune și degazor; creșterea entalpiei apei în preîncălzitorii de înaltă presiune și degazor

$$\bar{t}_i - \bar{t}_p^j = \tau_d + \tau_i + \theta = \tau_j + \tau_i + \theta, \tag{7}$$

în care se notează cu
τ_i — creșterea entalpiei apei preîncălzitorii de înaltă presiune;
θ — diferența dintre temperatura de condensație a aburului și temperatura apei la ieșire din preîncălzitori (se consideră constantă pentru partea de joasă și înaltă presiune).

Numitorul relației (5) poate fi exprimat prin

$$i_d - \bar{t}_p^j = i_d - \bar{t}_d + \bar{t}_d - \bar{t}_p^j = q_r + \tau_j.$$

Ținînd seama de (6), (7) și (8) relația (5) poate fi scrisă

$$\alpha_d = \frac{\tau_j - \sum_1^{z_i} \alpha^j (\tau_j + \tau_i + \theta)}{q_r + \tau_j}. \tag{8}$$

Debitele de abur din prizele de înaltă presiune în cazul $q_2 = \text{const.}$ și $\tau_1^i = \tau_2^i = \ldots \tau_z^i = \tau_i$ (repartiție uniformă a preîncălzirii apei pe treptele de regenerație) se pot exprima

$$\begin{aligned} \alpha_1^i &= \frac{\tau_i}{q_r}, \\ \alpha_2^i &= \frac{(1-\alpha_1^i)\,\tau_i}{q}, \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \alpha_{z_i}^i &= \frac{(1-\sum_1^{z_i}\alpha_z^i)\,\tau_i}{q_r}, \end{aligned} \tag{9}$$

sau dacă notăm

$$y_i = \frac{\tau_i}{q_r}$$

și adunînd debitele relative pentru prizele de înaltă presiune obținem

$$\sum_1^{z_i}\alpha^i = y_i + (1-y_i)\,y_i + (1-y_i)^2\,y_i + \ldots (1-y_i)^{z_i-1}\,y_i = 1 - (1-y_i)^{z_i}. \tag{10}$$

Debitul relativ de abur în degazor, dacă se ține seama de relațiile (8), (10) și considerînd $y_i = \frac{\tau_i}{q_r}$ și $y_j = \frac{\tau_j}{q_r}$

$$\alpha_d = (1-y_i)^{z_i}\left[\frac{y_j}{y_j+1} + \frac{y_i}{y_j+1} + \beta\right] - \left(\frac{y_i}{y_j+1} + \beta\right), \tag{11}$$

unde $\beta = \dfrac{\theta}{q_r\,(y_j+1)} = \text{const.}$

Ecuațiile de bilanț termic și de amestec [12] și [14] pentru preîncălzitorii de joasă presiune, dacă notăm $y_j = \frac{\tau_j}{q_r}$ pot fi scrise

$$\begin{aligned} &\alpha_1^j - y_j\,(\alpha_c + \sum_1^{z_j}\alpha^j) = 0, \\ &\alpha_3^j - y_j\,(1-2y_j)\,(\alpha_c + \sum_1^{z_j}\alpha^j) = 0, \\ &\alpha_3^j - y_j\,(1-2y_j)^2\,(\alpha_c + \sum_1^{z_j}\alpha^j) = 0, \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ &\alpha_{(e_j-1)}^j - y_j\,(1-2y_j)^{(z_j-2)}\,(\alpha_c + \sum_1^{z_j}\alpha^j) = 0, \end{aligned} \tag{12}$$

$$\alpha^j_{z_j} + y_j \left[\frac{\theta \sum_1^{z_i} \alpha^j}{\alpha_c + \sum_1^{z_j} \alpha^j} \cdot \frac{1}{\tau_j} + 1 \right] [\sum_1^{z_j} \alpha^j - y_j (1 - 2y_j)^{z_j - 2} (\alpha_c + \sum_1^{z_j} \alpha^j)] -$$

$$- y_j \alpha_c = 0 .$$

Din sistemul (12) obținem

$$\sum_1^{z_j} \alpha^j - y_j \Psi (\alpha_c + \sum_1^{z_j} \alpha^j) + y_j (\sum_1^{z_j} \alpha^j - \alpha_c) = 0 , \tag{13}$$

unde

$$\Psi = [1 + (1 - 2y_j) + (1 - 2y_j)^2 + (1 - 2y_j)^3 + \ldots (1 - 2y_j)^{z_j - 2} -$$

$$- y_j (1 - 2y_j)^{z_j - 2}] . \tag{14}$$

Mărimea Ψ depinde numai de parametrii părții de joasă presiune.

În ecuația (13) mărimea $\alpha_c + \sum_1^{z_j} \alpha^j$ poate fi exprimată

$$(\alpha_c + \sum_1^{z_j} \alpha^j) = 1 - (\sum_1^{z_i} \alpha^i + \alpha_d) , \tag{15}$$

sau dacă ținem seama de relația (10)

$$(\alpha_c + \sum_1^{z_j} \alpha^j) = (1 - \chi) \tag{16}$$

unde

$$\chi = \left\{ 1 - (1 - y_i)^{z_i} \left[1 - \left(\frac{y_j + y_i}{1 + y_j} + \beta \right) \right] - \left(\frac{y_j}{1 + y_j} + \beta \right) \right\} . \tag{17}$$

În cazul $\theta = 0$; $\beta = 0$

$$\chi = 1 - \frac{1}{1 + y_j} [(1 - y_j)^{z_i + 1} + y_i] . \tag{18}$$

Ecuația finală pentru determinarea debitului de abur în preîncălzitorii de joasă presiune poate fi obținută din relațiile (13) și (16)

$$\sum_1^{z_i} \alpha^j = \frac{y_j (1 - \chi) (1 - \Psi)}{1 + 2y_j} , \tag{19}$$

iar ecuația pentru determinarea lui α_c din (16) și (19)

$$\alpha_c = (1 - \chi) \left[1 - \frac{y_j}{1 + 2y_j} (1 + \Psi) \right] . \tag{20}$$

Înlocuind pe α_c din (20) în relația randamentului termic (4) obținem

$$\eta_{it} = 1 - \frac{(1 - \chi) A}{i_0 - (\bar{t}_a + \Delta i_p)} , \tag{21}$$

unde

$$A = \left[1 - \left(\frac{y_j}{1 + 2y_j}\right)(1 + \Psi)\right] y_c \cdot \tag{22}$$

Valoarea lui t_a în (21) poate fi înlocuită prin funcția ajutătoare y_i [15].

$$\bar{t}_a = \bar{t}_d + z_i\, q_r\, y_i \,. \tag{23}$$

În acest caz

$$\eta_{lt} = 1 - \frac{(1 - \chi)\, A}{i_0 - [C_p\, (\bar{t}_d + z_i\, q_r\, y_i) + \Delta i_p]} \cdot \tag{24}$$

Avînd în vedere că mărimea t_a este proporționată cu y_i condiția de optimum a lui t_a poate fi scrisă

$$\partial \eta_{lt} / \partial y_i = 0 \,, \tag{25}$$

sau din (24)

$$(i_0 - \bar{t}_d - z_i\, q_r\, y_i - \Delta i_p) \frac{\partial \chi}{\partial y_i} - (1 - \chi)\, z_i\, q_r = 0, \tag{26}$$

unde

$$\frac{\partial \chi}{\partial y_i} = \frac{1}{1 + y_j} [(z_i + 1)\, (1 - y_i)^{z_i} = 1]. \tag{27}$$

Înlocuind $\dfrac{\partial \chi}{\partial y_i}$ din (27) și din (28) în ecuația de optimum obținem

$$(i_0 - \bar{t}_d - z_i\, q_r\, y_i - \Delta i_p)\, [(z_i + 1)\, (1 - y_i)^{z_i} - 1] - \\ - z_i\, q_r\, [(1 - y_i)^{z_i + 1} + y_i] = 0. \tag{28}$$

Valoare lui y_i obținută din (28) permite calcularea lui $t_a^{\text{opt}.\, t}$ cu ajutorul relației

$$\bar{t}_a^{\text{opt}.\, t} = \bar{t}_d + z_i\, q_r\, y_i^{\text{opt}} \,. \tag{29}$$

În acest caz, relația pentru calculul randamentului termic maxim se poate scrie

$$\eta_t^{\max} = 1 - \frac{(1 - \chi)\, A}{i_0 - (\bar{t}_a^{\text{opt}.\, t} + \Delta i_p)} \cdot \tag{30}$$

Determinarea lui $\bar{t}_a^{\text{opt}.\, t}$ se face în următoarea ordine :

1. Se alege aproximativ valoarea lui $\bar{t}_a^{\text{opt}.\, t}$ și se calculează $\eta_t^{\max}$ cu relația (30).

2. Se determină conform [10] mărimea q_r cu ajutorul relației

$$q_r = \frac{\bar{t}_a^{\text{opt}, t} - \bar{t}_c}{(z_j + z_i)\left\{\left[\frac{q_c}{(1 - \eta_t^{\max})(i_0 - \bar{t}_a^{\text{opt}, t} + \Delta i_p)}\right]^{\frac{1}{z_i + z_i}} - 1\right\}}. \quad (31)$$

3. Se calculează y_i^{opt} din ecuația (28) iar din (29) se obține $t_a^{\text{opt}, t}$. Dacă valorile lui $\bar{t}_a^{\text{opt}, t}$ diferă de cea inițială se calculează mai precis q_r cu relația

$$q_r^* = \frac{1}{z_i y_i^{\text{opt}}}\left[(i_0 - \bar{t}_a - \Delta i_p) - \frac{(1 - \chi) A}{1 - \eta_t^{\max}}\right] \quad (32)$$

și se repetă calculul lui y_i^{opt} și $\bar{t}_a^{\text{opt}, t}$ pînă cînd valoarea lui q_r^* nu se menține constantă. De obicei, pentru calculul lui $\bar{t}_a^{\text{opt}, t}$ sînt necesare 2—3 aproximații.

Pentru determinarea preciziei de calcul al mărimii $t_a^{\text{opt}, t}$ cu metoda expusă în comparație cu alte metode de calcul s-au făcut calcule de scheme reale a treptei nucleare din CAEC [1] folosindu-se următoarele metode de calcul:

a) metoda variantelor [11] în care se ține seama de lucrul pompei de alimentare;

b) metoda lui D. D. Kalafati [2] pentru scheme teoretice;

c) metoda autorului.

Rezultatele detaliate ale calculelor sînt prezentate în lucrarea [1]. În figurile 2 și 3 se prezintă grafic rezultatele finale ale calculului randamentului electric al treptei nucleare a CAEC și $t_a^{\text{opt}, t}$ în funcție de numărul de preîncălzitori regenerativi.

Din figurile 2 și 3 rezultă că atît în ceea ce privește η_n^e cît și $t_a^{\text{opt}, t}$ metoda autorului permite obținerea unor rezultate care sînt foarte apropiate de rezultatele calculului prin metoda variantelor. Precizia metodei crește cu creșterea lui z. Metoda expusă s-a dovedit a fi mai precisă decît metoda lui D. D. Kalafati [2].

Din cele de mai sus se poate trage concluzia că metoda autorului poate fi folosită cu succes pentru calculul temperaturii optime a apei de alimentare în CAEC precum și a randamentului termic maxim în domeniul parametrilor subcritici.

Metoda expusă poate fi folosită și pentru alte tipuri de CAE precum și pentru CTE. Trebuie menționat de asemenea că sistemul de ecuații obținute permit calcularea rapidă a prizelor de abur. Determinarea mărimii $t_a^{\text{opt}, t}$ nu rezolvă complet problema alegerii temperaturii optime de preîncălzire a apei de alimentare în CAEC. Pentru aceasta este necesar

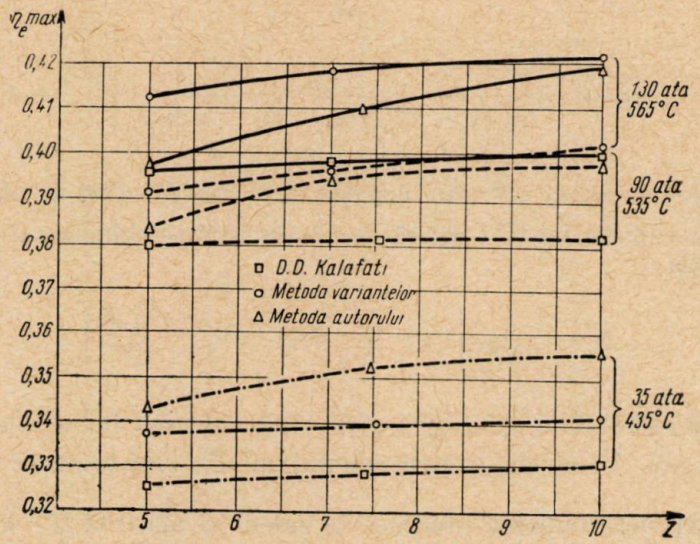


Fig. 2. — Randamentul electric al treptei nucleare a CAEC în funcție de numărul de preîncălzitori regenerativi.

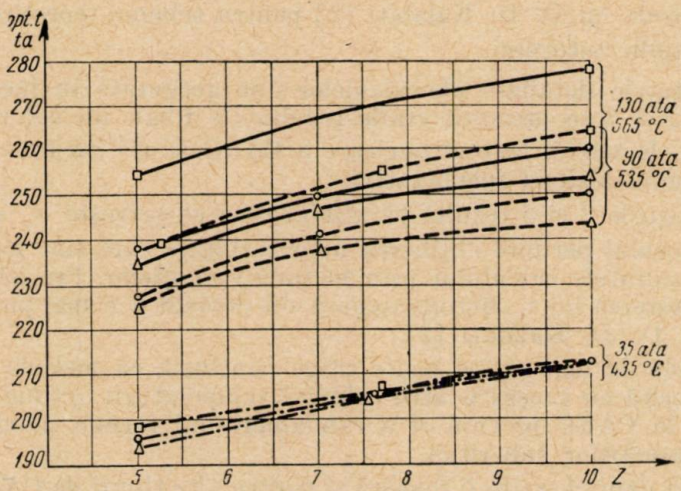


Fig. 3. — Temperatura optimă a apei de alimentare în treapta nucleară a CAEC în funcție de numărul de preîncălzitori regenerativi.

să se țină seama în plus de o serie de indici tehnico-economici ai CAEC. În cele ce urmează ne punem ca scop elaborarea unei astfel de metode.

După cum se știe [12] alegerea parametrilor optimi în energetică trebuie să se facă pe baza cheltuielilor calculate minime la producția de energie electrică $\hat{z}_e$ [bani/kWh]; calcularea acestui indice economic în funcție de t_a pentru treapta nucleară a CAEC prezintă o serie de greutăți [1], [3] legate în special de faptul că nu se cunoaște costul combustibilului nuclear, investițiile specifice în reactor, generatorul de abur etc.

Avînd în vedere acest neajuns al mărimii $\hat{z}_e$, t_a^{opt} poate fi determinată pe baza variației mărimii $\hat{z}_a$ în comparație cu o mărime $\hat{z}_e$ care se ia de bază. După cum se arată în lucrarea [1] variația lui $\hat{z}_e$ poate fi exprimată

$$\Delta \hat{z}_e = \bar{z}_e^0 \Delta \hat{z}_c + \bar{z}_i^0 \Delta \hat{z}_i + \bar{z}_{ex}^0 \Delta \hat{z}_{ex} \tag{33}$$

unde

$\bar{z}_c^0$, $\bar{z}_i^0$, $\bar{z}_{ex}^0$ — componentele cheltuielilor calculate relative la combustibilul nuclear, investiții și exploatare (în sumă egale cu 1).

Variația relativă a componentelor $\hat{z}_c$, $\hat{z}_i$, $\hat{z}_{ex}$ față de mărimile de bază $\hat{z}_c^0$, $\hat{z}_i^0$, $\hat{z}_{ex}^0$ după cum se arată în [1] este egală cu variația randamentului net al treptei nucleare a CAEC

$$\Delta \hat{z}_c = \Delta \eta_{ltn}^n. \tag{34}$$

Variația relativă a componentei investițiilor se poate exprima [1]

$$\Delta \hat{z}_i = \left(\frac{\hat{z}_i}{\overset{0}{z_i}} - 1 \right) = \frac{K_{Tn}}{K_{Tn}^0} \cdot \frac{\eta_{ltn}^{n0}}{\eta_{ltn}^n} - 1 \tag{35}$$

unde

$$K_{Tn} = K_r + K_{ga} + K_{sT} + K_{si}$$

— investițiile în sala reactorului, generatorului de abur, sala turbinelor și supraîncălzitorul de abur al treptei nucleare din CAEC.

Dacă considerăm puterea termică a reactorului constantă $Q_r =$ = const., investițiile pentru sala reactorului sînt constante K_r = const. În cazul reactorilor cu apă sub presiune suprafața de schimb de căldură a generatorului de abur fără economizor nu depinde de t_a și deci putem considera K_{ga} = const.

Investițiile în sala turbinelor pot fi considerate proporționale cu puterea electrică brută a treptei nucleare

$$\frac{K_{sT}}{K_{sT}^0} = \frac{N_e^b}{N^{b0}}. \tag{36}$$

Pentru supraîncălzitorul de abur al treptei nucleare a CAEC investiţiile se consideră proporţionale cu cantitatea de căldură transmisă

$$\frac{K_{si}}{K_{si}^0} = \frac{Q_{si}}{Q_{si}^0}. \tag{37}$$

Ţinînd seama de relaţiile (36) şi (37)

$$K_{Tn} = b_r + b_{ga} + b_{sT}\frac{N_e^b}{N_e^{b_0}} + b_{si}\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0}, \tag{38}$$

unde

$$b_r = \frac{K_r^0}{K_{Tn}^0}; \quad b_{ga} = \frac{K_{ga}^0}{K_{Tn}^0}; \quad b_{sT} = \frac{K_{sT}^0}{K_{Tn}^0},$$

$b_{si} = \dfrac{K_{si}^0}{K_{Tn}^0}$ — componentele relative ale investiţiilor în sala reactorului, generatorul de abur, sala turbinelor şi supraîncălzitorul de abur.

Înlocuind mărimea K_{Tn} în relaţia (35) obţinem

$$\Delta_{\hat{\jmath}i} = \left[\left(b_r + b_{ga} + b_{bT}\frac{N_e^b}{N_e^{b_0}} + b_{si}\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0}\right)\frac{\eta_{ltn}^0}{\eta_{ltn}} - 1\right]. \tag{39}$$

În centralele atomoelectrice componenta cheltuielilor calculate pentru exploatare reprezintă de obicei $\hat{\jmath}_{ex}^0 = 0{,}05 - 0{,}15$. Pentru treapta nucleară a CAEC se poate considera $\bar{\hat{\jmath}}_{ex}^0 = 0{,}1$ [3] şi avînd în vedere că $\bar{\hat{\jmath}}_{ex}^0$ nu depinde de puterea centralei şi deci de t_a considerăm $\Delta_{\hat{\jmath}ex}$; ţinînd seama de aceste considerente şi de relaţiile (33) şi (39) variaţia cheltuielilor calculate relative cheltuite la producerea energiei electrice în treapta nucleară a CAEC se poate exprima:

$$\Delta_{\hat{\jmath}e} = \bar{\hat{\jmath}}_c^0 \Delta\eta_{lt,n}^n + (0{,}9 - \hat{\jmath}_c^0)\left[\left(b_r + b_{ga} + b_{sT}\frac{N_e^b}{N_e^{b_0}} + b_{si}\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0}\right)\frac{\eta_{ltn}^{n_0}}{\eta_{ltn}^n} - 1\right]. \tag{40}$$

În relaţia (40) raportul $\dfrac{N_e^b}{N_e^{b_0}}$ în cazul cînd se consideră $\eta_r\ \eta_{c_1}\ \eta_{gc}\ \eta_{cr}\ \eta_{si}\ \eta_{im}\ \eta_e = \text{const.}$ este proporţional cu raportul randamentelor termice

$$\frac{N_c^b}{N_e^{b_0}} = \frac{\eta_{lt}}{\eta_{lt}^0}. \tag{41}$$

Raportul $\dfrac{Q_{si}}{Q_{si}^0}$ se poate scrie

$$\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0} = \frac{D\Delta_i}{D_0\Delta_{i_0}}, \tag{42}$$

unde D — debitul de abur ce trece prin supraîncălzitor în treapta nucleară a CAEC;

Δ_i — creşterea entalpiei aburului în supraîncălzitor.

Avînd în vedere că $\Delta_i \neq f(t_a)$, $\Delta_i = \Delta_{i_0}$, iar debitul de abur $D = d_e N_e^b$ (unde d_e — consumul specific de abur) şi ţinînd seama de (41) raportul

$$\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0} = \frac{d_e}{d_e^0} \cdot \frac{\eta_t}{\eta_t^o}. \tag{43}$$

Consumul specific de abur în treapta nucleară a CAEC se exprimă [13]

$$d_e = \frac{860}{H_i (1 - \sum \alpha_i y_i) \eta_m \eta_e}. \tag{44}$$

Din lucrarea [1] se trage concluzia ca d_e variază puţin cu varierea lui t_a în zona de optim şi deci putem considera $d_e \cong d_e^0$ şi deci relaţia (43) devine

$$\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0} = \frac{\eta_t}{\eta_t^0}. \tag{45}$$

Introducînd rapoartele $\frac{N_e^b}{N_e^{b0}}$ şi $\frac{Q_{si}}{Q_{si}^0}$ din (41) şi (45) în (40) obţinem

$$\Delta_{\vartheta_e} = \bar{\vartheta}_c^0 \left(\frac{\eta_{t.n}^{n0}}{\eta_{t.n}^n} - 1 \right) + (0{,}9 - \vartheta_z^0) \left[\left(b_r + b_{ga} + b_{sT} \frac{\eta_t}{\eta_t^0} + b_{si} \frac{\eta_t}{\eta_t^0} \right) \times \right.$$

$$\left. \times \frac{\eta_t}{\eta_{t.n}^n} - 1 \right]. \tag{46}$$

Din ecuaţia (49) rezultă că forma funcţiei $\Delta_{\vartheta_e} = f(t_a)$ se poate determina dacă cunoaştem relaţiile

$\frac{\eta_t}{\eta_{t0}} = f(t_a)$ şi $\frac{\eta_{t.n}^{n0}}{\eta_{t.n}^n} = f(t_a)$ celelalte mărimi nefiind dependente de t_a. Randamentul net se determină cu relaţia (24). Pentru obţinerea funcţiei $\frac{\eta_{lta}^{n0}}{\eta_{ltn}^n} = f(t_a)$ introducem în prealabil următoarele notaţii:

$$\Psi = \frac{N_{cp}}{N_e^b} \quad \text{şi} \quad \Psi_0 = \frac{N_{cp}^0}{N_e^{b0}} \tag{47}$$

iar raportul $\frac{\Psi_0}{\Psi}$ ținînd seama de (47) și (41)

$$\frac{\Psi_0}{\Psi} = \frac{N^0_{cp}}{N_{cp}} \cdot \frac{\eta_{lt}}{\eta_{lt}}. \tag{48}$$

În acest caz, raportul randamentelor este

$$\frac{\eta^{n0}_{ltn}}{\eta^{n}_{ltn}} = \frac{N^{b0}_{e} - N^{0}_{cp}}{N^{b}_{e} - N_{cp}} = \frac{\eta^0_{lt}(1 - \Psi_0)}{\eta_{lt}\left(1 - \Psi_0 \frac{\eta^0_{lt}}{\eta_{lt}} \cdot \frac{N_{cp}}{N^0_{cp}}\right)}. \tag{49}$$

Raportul consumurilor de energie la consumul intern al treptei nucleare poate fi exprimat pe baza unei lucrări anterioare [1]

$$\frac{N_{cp}}{N^0_{cp}} = a + b + c\frac{\eta^0_{lt}}{\eta_{lt}} + d\frac{\eta_{lt}}{\eta^0_{lt}} \tag{50}$$

unde $a = \frac{N^0_{p.c_1}}{N^0_{cp}}$; $b = \frac{N^0_{ia}}{N^0_{cp}}$; $c = \frac{N^0_{c}}{N^0_{c.p}}$; $d = \frac{N^0_{pa}}{N^0_{cp}}$,

— respectiv consumurile relative de putere în treapta nucleară la pompele de circulație din circuitul *1*, instalații ajutătoare, pompele de circulație pentru răcirea condensatorilor și pompele de alimentare și de condensat.

Înlocuind raportul $\frac{N_{cp}}{N^0_{cp}}$ din (50) în relația (49) raportul randamentelor nete ale treptei nucleare a CAEC se exprimă

$$\frac{\eta^{n0}_{ltn}}{\eta^{n}_{ltn}} = \frac{1 - \Psi_0}{\frac{\eta_{lt}}{\eta_{lt0}} - \Psi_0\left(a + b + c\frac{\eta^0_{lt}}{\eta_{lt}} + d\frac{\eta_{lt}}{\eta^0_{lt}}\right)}. \tag{51}$$

În (54) mărimile relative Ψ_0, a, b, c și d nu depind de t_a. Cunoscînd valoarea acestor constante precum și variația lui η_{lt} cu t_a se poate calcula ușor valoarea funcției $\frac{\eta^{n0}_{ltn}}{\eta^{n}_{ltn}} = f(t_a)$.

Forma funcției căutate $\Delta_{\vartheta} = f(t_a)$ se obține din relațiile (46) și (51)

$$\Delta_{\vartheta e} = \left[\vartheta^0_c + (0{,}9 - \vartheta^0_c)\left(b_r + b_{ga} + b_{sT}\frac{\eta_{lt}}{\eta^0_{lt}} + b_{si}\frac{\eta_{lt}}{\eta^0_{lt}}\right)\right] \times$$

$$\times \left[\frac{1 - \Psi_0}{\frac{\eta_{lt}}{\eta^0_{lt}} - \Psi_a\left(a + b + c\frac{\eta^0_{lt}}{\eta_{lt}} + d\frac{\eta_{lt}}{\eta_{lt}}\right)}\right] - 0{,}9 \cdot \tag{52}$$

Relația (52) permite să se calculeze rapid și cu o precizie suficientă curbe de forma $\Delta_{\delta e} = f(t_a)$ din care pentru $\Delta_{\delta e} = \min$ se obține valoarea t_a^{opt}. Relația (52) ține seama atît de indicii termici cît și de indicii economici ai treptei nucleare a CAEC.

La calcularea funcțiilor $\Delta_{\delta e} = f(t_a)$ este necesară cunoașterea curbelor $\eta_t = f(t_a)$ precum și a constantelor $\bar{\delta}_c^0$, b_r, b_{ga}, b_{sT}, b_{si}, Ψ_0, a, b, c și d. Aceste constante se aleg în mod analog ca și pentru calcule tehnico-economice a CAE prin metode semianalitice.

Trebuie menționat că încercările autorului de a obține relația pentru t_a^{opt} din condiția de optimum $\frac{\partial(\Delta_{\delta e})}{\partial t_a} = 0$ au dus la obținerea unei relații pentru t_a^{opt} mult prea complicate și greu de folosit. Obținerea lui t_a^{opt} din minimul funcției (52) este mult mai simplă.

În calitate de exemplu, pentru calculul lui t_a^{opt} pentru treapta nucleară a CAEC s-au făcut calcule [1] pentru parametrii $p_0 = 35$ ata, $t_0 = 435°C$, $z = 3,5,7,10$.

În calitate de parametrii de bază s-au luat $t_a = 100°C$ și constantele

$$b_{ga} = 0,15\,;\ b_{si} = 0,07\,;\ b_{sT} = 0,2-0,4\,;\ a = 0,5\,;\ b = 0,1\,;\ c = 0,3\,;$$

$$d = 0,1\,;\ \Psi = 0,03-0,06.$$

În figura 4 (I, II, III, IV, V) se prezintă curbele $\Delta_{\delta e} = f(t_a)$ obținute pentru parametrii de mai sus.

Dacă se compară curbele pentru $0,2 < \bar{\delta}_c^0 < 0,5$ observăm că componenta combustibilului în mod practic nu influențează asupra valorii lui t_a^{opt}. În mod analog varierea lui Ψ_0 $(0,03 < \Psi_0 < 0,6)$ și b_{si} $(0,2 < b_{sT} < 0,4)$ practic nu influențează asupra lui t_a^{opt} în cazul CAEC.

Pentru a compara valorile lui t_a^{opt} obținute din figura 4, cu valori ale lui t_a^{opt} obținute printr-o metodă semianalitică de calcul [1], în figura 5, se prezintă rezultatele acestor calcule.

Din figura 5, rezultă că valorile lui t_a^{opt} calculate cu relația (52) și prin metoda semianalitică practic coincid, ceea ce confirmă precizia ridicată a metodei analitice de calcul a lui t_a^{opt}. Dacă se compară valorile lui $t_a^{opt.\,t}$ și t_a^{opt} observăm că în general $(3 < z < 10)$ $t_a^{opt.\,t} > t_a^{opt}$ ceea ce confirmă justețea metodei elaborate. Din figura 5, rezultă de asemenea că pentru valori mici a lui t_a^{opt} influența indicilor economici asupra lui t_a^{opt} este mai mare. Astfel pentru $z = 3$, $\Delta t_a = t_a^{opt.\,t} - t_a^{opt} = 20°C$ iar pentru $z = 4$, $\Delta t_a = 8°C$. Acest exemplu confirmă necesitatea de a se ține seama neapărat și de indicii economici la determinarea lui t_a^{opt}. Relația (52) poate fi folosită nu numai în cazul CAEC, ci și pentru CAE

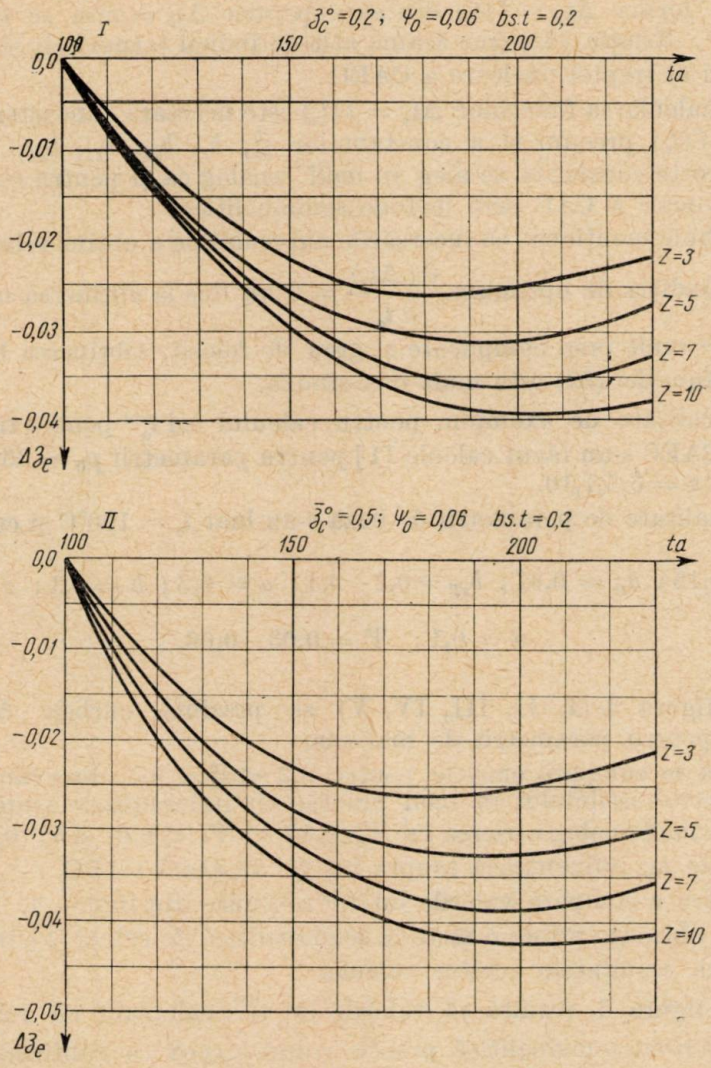
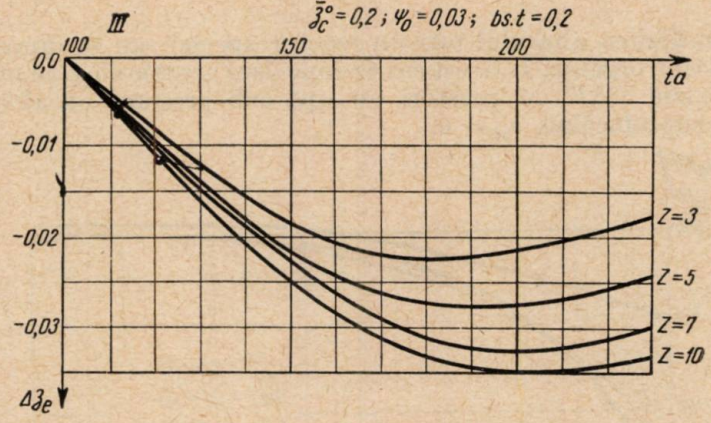
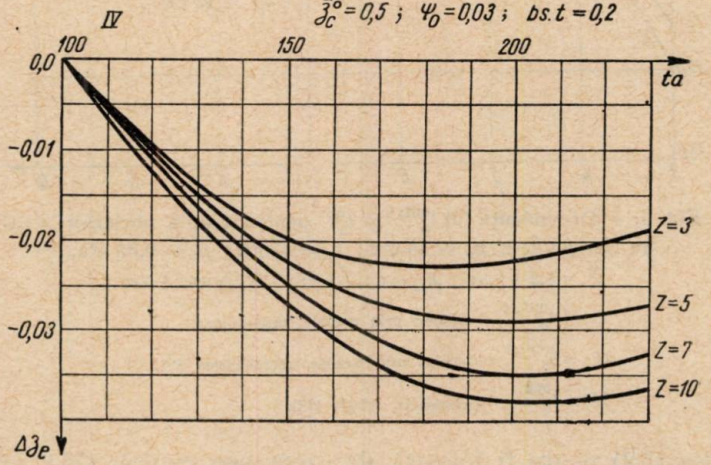
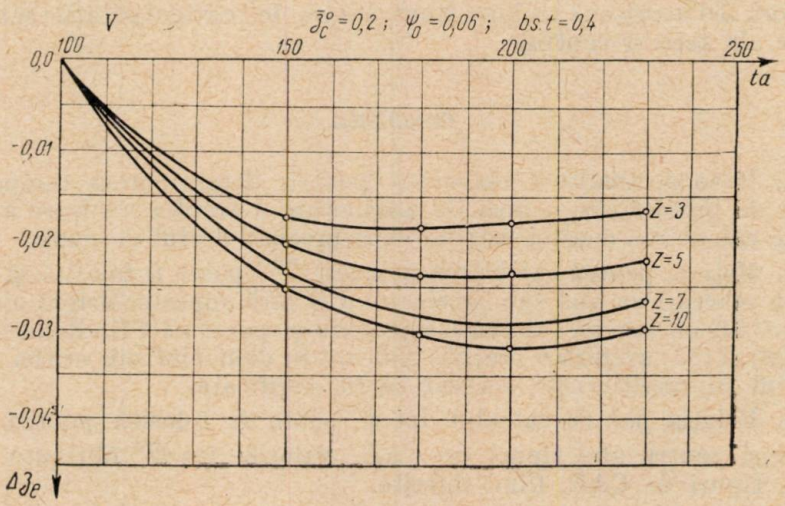


Fig. 4. — Dependența variației cheltuielilor calculate la producția de energie electrică în treapta nucleară a CAEC la parametrii $p = 35$ ata; $t_0 = 435°C$; $p_c = 0{,}05$ ata.

I — $\bar{\vartheta}_c^0 = 0{,}2$; $\Psi_0 = 0{,}06$; $b_{sT} = 0{,}2$.
II — $\bar{\vartheta}_c^0 = 0{,}5$; $\Psi_0 = 0{,}06$; $b_{sT} = 0{,}2$.
III — $\bar{\vartheta}_c^0 = 0{,}2$; $\Psi_0 = 0{,}03$; $b_{sT} = 0{,}2$.
IV — $\bar{\vartheta}_c^0 = 0{,}5$; $\Psi_0 = 0{,}03$; $b_{sT} = 0{,}2$.
V — $\bar{\vartheta}_c^0 = 0{,}2$; $\Psi_0 = 0{,}06$; $b_{sT} = 0{,}2$.


III
$\bar{\vartheta}_c^\circ = 0{,}2$; $\Psi_0 = 0{,}03$; $bs.t = 0{,}2$
100
150
200
ta
0,0
-0,01
-0,02
-0,03
Z=3
Z=5
Z=7
Z=10
$\Delta\vartheta_e$


IV
$\bar{\vartheta}_c^\circ = 0{,}5$; $\Psi_0 = 0{,}03$; $bs.t = 0{,}2$
100
150
200
ta
0,0
-0,01
-0,02
-0,03
Z=3
Z=5
Z=7
Z=10
$\Delta\vartheta_e$


V
$\bar{\vartheta}_c^\circ = 0{,}2$; $\Psi_0 = 0{,}06$; $bs.t = 0{,}4$
100
150
200
250
ta
0,0
-0,01
-0,02
-0,03
-0,04
Z=3
Z=5
Z=7
Z=10
$\Delta\vartheta_e$

cu supraîncălzirea aburului într-un reactor special sau în supraîncălzitor cu combustibil organic. În acest caz trebuie dată atenţie alegerii mărimii b_{si}.

În cazul CAE cu reactori cu apă sub presiune cu abur saturat sau uşor supraîncălzit $b_{si} = 0$.

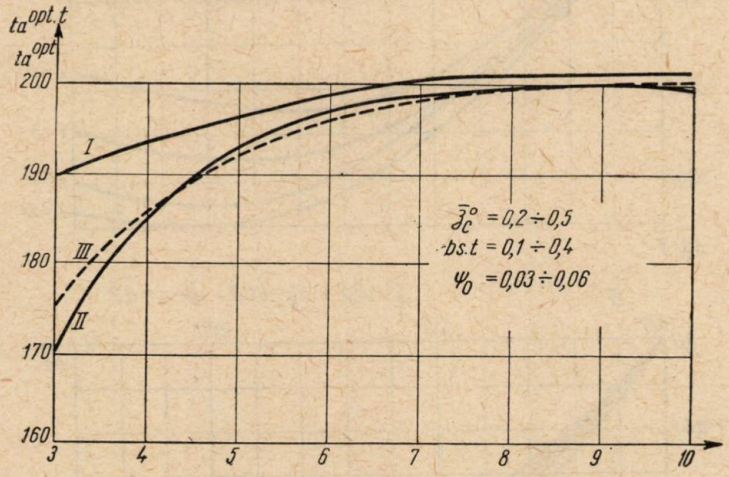


Fig. 5. — Dependenţa lui $t_a^{opt.\,t}$ şi t_a^{opt} pentru treapta nucleră a CAEC în funcţie de z $p_0 = 35$ ata; $t_0 = 435°C$; $p_c = 0{,}05$ ata.

$\bar{\partial}_c^0 = 0{,}2 \div 0{,}5$; $b_{sr} = 0{,}1 \div 0{,}4$; $\Psi_0 = 0{,}03 \div 0{,}06$.

I – $t_a^{opt.\,t}$ – calculat prin metoda variantelor;

II – $t_a^{opt.\,t}$ – calculat prin metoda semianalitică [1];

III – t_a^{opt} – calculat cu relaţia (28).

Relaţia (52) poate fi folosită de asemenea pentru CAE cu reactori fierbători. În acest caz trebuie ţinut seama de particularităţile schemelor termice ale acestor centrale.

CONCLUZII

1. Metoda analitică elaborată pentru determinarea temperaturii optime de preîncălzire a apei de alimentare a treptei nucleare a CAEC permite calcularea acestei mărimi cu o precizie destul de mare.

2. Metoda pentru calcularea mărimii $t_a^{opt.\,t}$ poate fi folosită şi pentru CAE cu reactori cu apă sub presiune cu şi fără supraîncălzirea aburului, pentru CAE cu reactori fierbători precum şi pentru CTE. Relaţiile (30), (31), (28) şi (33) asigură o precizie ridicată în domeniul sub critic. Pentru domeniul supracritic este necesar să fie verificate.

3. Relaţia pentru calculul lui t_a^{opt} poate fi folosită pentru CAEC precum şi pentru alte tipuri de CAE, valorile lui t_a^{opt} obţinute pentru diferite tipuri de CAE, fiind diferite.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ НА КОМБИНИРОВАННЫХ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

РЕЗЮМЕ

В работе рассматривается вопрос определения аналитическим путем оптимальной температуры регенеративного подогрева питательной воды на ядерной ступени комбинированных атомных электростанций, оборудованных водяными реакторами под давлением. Приводятся расчетные соотношения и примеры расчета с учетом как термодинамических параметров этих схем, так и ряда технико-экономических показателей.

Полученные соотношения могут успешно применяться для расчетов АЭС и водяными реакторами под давлением с и без перегрева пара, АЭС с кипящими реакторами, а также ТЭС.

BIBLIOGRAFIE

1. Т. Х. Маргулова, К. Хайдук, *Исследование тепловой экономичности и выбор оптимальных параметров комбинированных атомных электростанций.* Отчет ОНИР-МЭИ (1962).
2. Д. Д. Калафати, *Оптимальная температура регенеративного подогрева воды на атомных электростанциях.* Теплоэнергетика, *4* (1960).
3. Ю. Д. Арсенев, *Оптимальная температура регенеративного подогрева воды на атомных электростанциях с водоводяными энергетическими реакторами (ВВЭР).* Атомная энергия, **10**, *1* (1961).
4. А. Я. Крамеров, *О выборе оптимальных параметров АЭС.* Атомная Энергия, **10**, *3* (1961).
5. Л. С. Стерман и др., *Анализ тепловой экономичности атомных электростанций с газовым теплоносителем.* Теплоэнергетика, *9* (1960). Отчет МЕИ, 1959 и 1961.
6. P. H. Margen, *Determination of Economic Steam Cycle for Nuclear Power Station.* The Engineer, July 23 (1954).
7. W. T. Thomas, *Steam cycles for power reactors.* I. Nuclear Power, **5**, *53*, (1960).
8. W. R. Woothon, *Steam-cycles analysis.* The Journal of the British Nuclear Energy Conference, **2**, *2*, (1957).
9. — *Steam cycles for nuclear Power plant.* London, 1958.
10. Д. Греков, *Исследование оптимальных параметров тепловой схемы электростанций с высокими и сверхвысокими начальными параметрами и промежуточным перегревом пара.* Диссертация, МЭИ (1958).
11. В. Я. Рыжкин, *Исследование параметров тепловых схем современных конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей.* Труды МЭИ, выпуск **XXV**, Теплоэнергетика (1955).
12. — *Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике.* Металлургиздат, 1959.
13. Л. И. Кертелли, В. Я. Рыжкин, *Тепловые электрические станции* ГЭИ, 1956.
14. C. Haiduc, *Centrale atomoelectrice combinate şi eficacitatea lor termică.* St. cerc. energ. *4* (1962).
15. D. Grecov, *Studiu asupra determinării temperaturii finale de preîncălzire a apei de alimentare în centrale termoelectrice moderne.* St. cerc. energ., *2* (1961).
16. D. Grecov, C. Haiduc, *Calculul temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare în schemele cu dublu circuit ale centralelor atomoelectrice.* St. cerc energ., *4* (1961).
17. D. Grecov, *On the choice of optimum steam conditions of the thermal cycle in nuclear power stations.* Revue d'Electrotechnique et d'Energétique, **V**, *2* (1960).

RĂCIREA CU APĂ ŞI AER ÎN ÎNTREPRINDERILE INDUSTRIALE ŞI ÎN CENTRALELE ELECTRICE

DE

STANISLAW CHRZANOWSKI *)

621.565.3

1. Dezvoltarea rapidă şi importantă a economiei naţionale în ţările europene a adus schimbări importante în sistemele instalaţiilor de producţie cît şi în schemele tehnologice. Pentru a asigura unităţilor de producţie, care devin din ce în ce mai mari, un ritm de producţie rapid, deseori trebuie să introducem modificări în construcţia şi amplasarea elementelor lor. Condiţiile de muncă exterioare ale uzinelor, de exemplu amplasarea acestora în apropierea locuinţelor reclamă de asemenea schimbări. Evoluţia instalaţiilor de răcire a elementelor de producţie şi de energie oferă un exemplu al evoluţiei construcţiei sau al schimbărilor schemei de lucru care rezultă din aceste motive.

În întreprinderile din industria chimică şi industriile auxiliare cît şi în uzinele metalurgice este necesar să se evacueze numeroase calorii produse de instalaţii în timpul operaţiilor tehnologice. De asemenea, centralele termotehnice cer şi ele cantităţi considerabile de apă pentru răcirea aburilor din condensatori. Cantităţile de apă necesare pentru răcirea instalaţiilor industriale sînt în general atît de ridicate încît debitele de apă rece de care dispunem în circuit deschis — adică luate de la sursele din apropiere — rîuri sau lacuri — sînt adeseori insuficiente. În acest caz, recurgem la circuitul închis în care apa circulă între instalaţia răcită de apă, aparatul care răceşte apa de circulaţie, rezervorul cu apă rece etc.

Ca principale tipuri de răcitoare putem indica :

1. Răcitoare deschise,
2. Turnuri de răcire,
3. Răcitoare cu tiraj forţat,
4. Răcitoare cu stropire.

*) Profesor la catedra de termotehnică, Şcoala politehnică, Cracovia.

În marile instalaţii industriale şi energetice nu sînt utilizate decît turnurile de răcire sau cu tiraj forţat.

2. Totuşi, chiar adoptarea unui circuit închis nu poate fi considerată ca un remediu general pentru problemele puse pentru un număr din ce în ce mai mare de unităţi mari de producţie care au nevoie de eliminarea unor imense cantităţi de căldură. Această problemă devine şi mai acută în ţările care au o reţea foarte deasă de întreprinderi mari industriale şi energetice ca în Europa centrală şi occidentală, cît şi în regiunile industrializate din celelalte continente.

Pentru acest motiv, se tinde de mult timp la reducerea consumului de apă proaspătă pentru răcire. Sistemele aparatelor întrebuinţate pentru scăderea temperaturii apei care circulă într-un ciclu de răcire închis sînt mereu perfecţionate (de exemplu turnurile de răcire sînt înlocuite prin cele cu tiraj forţat).

Totuşi răcitoarele, chiar cele mai exploatate, cer un aport continuu de apă rece naturală. Pierderile cantităţilor de apă antrenate în aerul de răcire sînt atît de importante, încît ele pot avea un rol important în bilanţul apelor dintr-o regiune în care sînt întreprinderi industriale şi energetice care utilizează răcitoare.

3. Ca urmare a acestor dificultăţi ne-am gîndit să întrebuinţăm aerul ca agent de eliminare a excedentului de calorii. Ne-am propus deci să răcim cu ajutorul aerului instalaţiile de producţie, mai ales reactorii din industria chimică, condensatorii de aburi şi diferite alte aparate. Realizarea acestei idei noi poate întîmpina obstacole deoarece tehnicienii s-au obişnuit cu construcţiile cunoscute. S-au stabilit totuşi analize detaliate ale cheltuielilor de construcţie şi de exploatare pentru a se putea examina posibilităţile de utilizare în industrie a răcitoarelor cu aer.

Cu ajutorul studiilor, a calculelor şi a observaţiilor se compară rezultatele aplicării schimbătoarelor de căldură cu apă şi aer în diferite condiţii.

Sprijinîndu-ne pe o astfel de analiză putem trage concluzii utile referitoare la datele necesare ante-proiectului unui aparat de răcire pentru o instalaţie industrială.

Voi da cu titlu de exemplu sumarul analizei acestui proiect întocmit pentru condiţiile din America. Putem trage următoarele concluzii :

Atunci cînd constatăm cu ajutorul unui ante-proiect că am putea elimina 75% din calorii la o temperatură de cel puţin 14°C mai mare decît temperatura aerului şi că cheltuielile de construire a dispozitivelor de răcire cu apă ar depăşi 185 m^3/h, putem presupune că în acest caz întrebuinţarea schimbătoarelor de căldură răcite cu aer ar fi avantajoase. Va trebui deci să facem un studiu mai aprofundat al condiţiilor de perspectivă. Va fi totuşi necesar să alegem cu multă grije temperatura mediului ambiant pe care se vor baza calculele.

Tabela 1 conţine indicaţii practice stabilite pentru condiţiile din America. Aceste indicaţii fixează datele esenţiale care permit să ne orientăm în ce caz ar fi util să studiem mai aprofundat posibilităţile aplicării unui schimbător de căldură răcit cu aer sau cu apă. Ne-am putea da seama, de asemenea, care sînt condiţiile în care răcirea cu aer s-ar dovedi mai avantajoasă din punct de vedere economic.

Tabela 1

Indicaţii pentru aplicarea răcitoarelor cu aer

Condiţii	1 Interesantă	2 Interesantă	3 Avantajoasă	4 Încă avantajoasă sau dezavantajoasă
1. Costul instalaţiei pe unitate, S m^3/h	—	365	185	92
2. Se apropie de temperatura aerului °C (2)	28°C	28°C	14°C	8°C
3. Diferenţa medie logaritmică de temperatură °C	70°C	56°C	42°C	10°C
4. Coeficient de contaminare a apelor	0,003	0,002	0,001	0,0005
5. Coeficient de conductibilitate a instalaţiei (*b*)	1 — 150	1 — 200	200 — 400	400 — 1 000
6 Căderea de presiune pe instalaţie, atm	0,7 kg/cm^2	0,7 kg/cm^2	0,07 kg/cm^2	0,007 kg/cm^2
7. Creşterea temperaturii °C	5,6°C	5,6°C	14°C	22°C
8. Presiunea fixată atm (*c*)	peste 70 kg/cm^2	35 kg/cm^2	10,5 kg/cm^2	10,5 kg/cm^2
9. Temperatura fixată °C	204°C	149°C	93°C	66°C
10. Metodă de răcire (*d*)	directă	directă sau indirectă	directă sau indirectă	indirectă
11. Temperatura aerului fixată °C (*b*) şi număr de ore pe an a depăşirii la %	29°C 3%	32°C 2%	35°C 1%	38°C 0,1%
12. Reglarea temperaturii	manuală	manuală	automată	automată
13. Temperatura de îngheţare a fluidului sub	—18°C	sub — 18°C	0°C	38°C sau mai mult
14. Curăţirea instalaţiei (*c*)	nu este necesar	fluid curat curat	curăţirea chimică	curăţirea manuală
15. Recirculare	nici una	nici una	posibilă	condiţii slabe
16. Fundaţia construcţiei	pe pămînt	pe pămînt	fără dificultăţi de construcţie	construcţii speciale
17. Lungimea conductelor dintre aparatul tehnic şi răcitor	scurte	scurte	mijlocii	lungi
18. Lungimea conductelor de aducere şi de evacuare a apei	lungi	lungi	mijlocii	scurte
19. Materiale de construcţie Răcire cu apă	Conductele bimetalice sau materiale speciale pentru apă			aceleaşi materiale
Răcire cu aer	Materiale care ţin seama numai de condiţiile instalaţiei tehnologice			pentru ambele cazuri

Informaţii asupra tabelei 1

Valorile date în acest tabel ne prezintă limitele aproximative ale punctelor analizate. Ne putem servi de el separat sau colectiv.

Prima coloană conţine valorile bazate pe un calcul pe termen scurt, în timp ce cifrele din coloanele 2, 3 şi 4 corespund cu un calcul economic pe termen îndelungat. Sînt indicate studii mai aprofundate atunci cînd putem găsi în coloanele 1, 2 şi 3 cel puţin 10 puncte favorabile montării unui răcitor cu aer proiectat. Printre aceste 10 puncte favorabile cel puţin 5 trebuie să fie însemnate printr-un asterisc.

Indicațiile date în tabela 1 ne permit să evaluăm cheltuielile de construire a unui schimbător de căldură răcit cu aer sau cu apă. Pentru a face o comparație între aceste două tipuri mai trebuie să calculăm și cheltuielile de exploatare. În general, atunci cînd condițiile citate în tabela 1 sînt favorabile din punctul de vedere al cheltuielilor de construcție și răcirii cu aer, cheltuielile de exploatare sînt de asemenea în favoarea acestei metode. Cheltuielile de exploatare de care trebuie să ținem seama pentru a face o evaluare comparativă a schimbătoarelor de căldură cu aer și cu apă cuprind : cheltuielile de întreținere și de curățire a schimbătoarelor, cheltuielile de energie pentru acționarea ventilatoarelor și răcitoarelor cu aer și cheltuielile de aducție, de pregătire și de evacuare a apei pentru răcitoarele cu apă.

Din cauza lipsei unor date mai detaliate putem admite că raportul cheltuielilor de întreținere și curățirea unui răcitor cu apă și a unui răcitor cu aer este 4 : 1. Acest raport va fi probabil mai mare în cazul apelor saline (dure) sau contaminate și mai mic în cazul utilizării apei curate (moi).

Energia necesară ventilatoarelor constituie elementul cel mai important al cheltuielilor de exploatare a unui schimbător răcit cu aer. Pentru a calcula consumul anual de energie nu este suficient să cunoaștem puterea nominală și globală a motoarelor acestor ventilatoare.

Putem fixa consumul real de energie bazîndu-ne și pe datele referitoare la numărul de ore de muncă a aparatului. Atunci cînd condițiile mediului ambiant permit reducerea în anumite anotimpuri a debitului de aer pînă la 75 % sau chiar mai puțin, am putea obține economii întrebuințînd motoare adecuate.

Dimensiunile unui răcitor cu aer depind într-o mare măsură de temperatura cu care agentul răcit iese din dispozitivul de răcire, de temperatura mediului ambiant fixată în datele din ante-proiect și de diferență logaritmică medie de temperatură. Valorile mici ale acestei diferențe în cazul unor temperaturi și al unor condiții apropiate de temperatura mediului ambiant, determină o creștere considerabilă a suprafețelor schimbătorului de căldură, o creștere a debitului de aer și o creștere a puterii motoarelor de acționare a ventilatoarelor pentru 1 G cal/oră de căldură evacuată.

Analizarea condițiilor unui proces tehnologic ne poate arăta deseori că temperatura finală a fluidului acceptată ca normală în cazul răcirii cu apă, nu este justificată din punct de vedere economic. Temperatura indicată la termometrul uscat fixată în datele noastre nu trebuie să corespundă cu temperatura maximă atinsă în regiunea analizată ci cu o temperatură mai joasă care poate fi depășită într-un anumit număr de ore fixate pe an.

Cel mai economic schimbător de căldură orizontal, obișnuit, răcit cu aer este cel ale cărui tuburi au o lungime de 7,2 m sau chiar mai mult. O cădere de presiune pe partea de circulație a agentului răcit mai mică de 0,07 at este prea costisitoare iar adoptarea sa în datele stabilite în anteproiect nu este recomandabilă.

Eventualele depuneri de pe suprafețe pe partea aerului nu au o influență prea mare asupra schimbului termic, dacă nu reduc debitul de aer.

Dar cum coeficientul de transfer de căldură este mult mai mare la apă decît la aer o corecție care ține seama de influența acestor depuneri asupra schimbului termic în condițiile reale de exploatare a unui schimbător răcit cu apă, reduce simțitor schimbul de căldură.

Dacă coeficientul de transfer de căldură referitor la agentul răcit este mai mic de 1 000 kcal/m^2/oră °C, raportat la suprafața exterioară a conductei fără izolație, atunci cheltuielile comparative ale răcitoarelor cu aer și cu apă arată că mai avantajoase sînt răcitoarele cu aer.

Dacă în locul unui schimbător de căldură răcit cu apă este montat un schimbător răcit cu aer, pe care-l putem amplasa foarte aproape de instalația tehnologică, obținem în acest fel o soluție mai avantajoasă în comparație cu răcirea cu apă. Economiile realizate în cheltuielile de construcție și de exploatare devin și mai mici atunci cînd se transferă căldura provenind din procesul tehnologic într-un aparat oarecare tip schimbător de căldură pe un alt fluid care este răcit la rîndul său într-un răcitor cu aer.

Materialele întrebuințate pentru construirea răcitoarelor cu apă trebuie să fie rezistente atît la fluidul răcit cît și la apa de răcire. Dimpotrivă construind un răcitor cu aer trebuie să ținem seama numai de proprietățile fluidului răcit.

Nevoile reglării temperaturii finale a procedeului de răcire au o influență mare asupra procesului și asupra costului unui schimbător de căldură răcit cu aer.

Există 3 metode principale de reglare a temperaturii :

a) Reglarea maximă în fiecare anotimp fără problema înghețării fluidului răcit.

b) Reglarea precisă a temperaturii finale a instalației.

c) Reglarea precisă a temperaturii finale a instalației, punctul de înghețare a fluidului fiind ridicat.

4. Se întrebuințează aerul nu numai pentru răcirea directă a instalației termice dar și pentru răcirea indirectă.

Ca exemplu de sistem care întrebuințează aerul ca agent de răcire pentru instalațiile de producție ne poate servi sistemul profesorului dr. ing. N. Heller.

Această metodă de răcire a agenților termici în marile instalații industriale și energetice cere o analiză economică și mai detaliată.

Se pare totuși că această metodă ar putea deveni una dintre mijloacele utile îmbunătățirii bilanțului regimului apelor din regiunile și țările cu concentrări mari industriale.

5. CONCLUZII

1. Condițiile construirii marilor instalații industriale și energetice cît și principiile unui regim de economii a apelor cer o perfecționare a sistemelor întrebuințate în momentul de față pentru răcirea agenților de producție.

2. Institutele de cercetări ştiinţifice ar trebui să elaboreze conform cu condiţiile regionale respective tabele analitice comparative ale cheltuielilor şi condiţii de construire şi de exploatare a răcitoarelor cu apă şi aer pentru agenţii de producţie.

a) Utilizarea răcitoarelor cu apă montate în serie cu un răcitor cu aer este adeseori mai economică decît numai răcirea cu apă. Răcirea cu aer trebuie luată în consideraţie numai în acele cazuri în care s-ar putea elimina 75% din caloriile provenite din instalaţia tehnologică, la o temperatură mai mare de 66°C.

b) Coeficienţii de conductibilitate calorică referitori la procesul tehnologic, mai mici decît 200, precum şi coeficientul de contaminare pledează de obicei în favoarea răcirii cu aer, cu excepţia acelor cazuri în care fluidele sînt curate şi în care se vor putea utiliza suprafeţe mari referitoare la procesul tehnologic. Valorile coeficienţilor de conductibilitate calorică prezentate în tabelă sînt raportate la suprafaţa exterioară calculată la diametrul exterior al conductei fără izolaţie.

f) Întreprinderea	Temperatura maximă a termometrului uscat °C	Temperatura termometrului uscat °C, % ore/an depăşire			Temperatura medie anuală a termometrului uscat °C.	Temperatura fixată în anteproiect °C
		1%	2%	3%		
Besumon, Tex.	39	34	33	32	21	33
Victoria, Tex	43	37	36	35	22	36
Parkersburg, W. Va	41	32	31	30	13	31
New Orleans	39	33	33	32	21	33
Wilmington, Del.	41	31	29	29	13	29
Grand Rapids, Mich.	37	28	27	26	8	27

Observaţie: 1% = 88 ore
2% = 175 ore
3% = 263 ore

c) Răcitoarele cu aer sînt de obicei mai economice decît răcitoarele cu scurgere atunci cînd presiunea fixată este mai mare de 70 kg/cm^2.

d) Răcirea directă constă din scurgerea fluidului din instalaţia tehnologică prin schimbătorul răcit cu aer şi indirect din transformarea căldurii instalaţiei pe un alt agent care este răcit la rîndul său într-un răcitor cu aer (răcirea cu apă a carcasei unui motor sau a unui compresor este considerată ca răcire indirectă).

e) Atunci cînd se prevede o curăţire frecventă a părţii tehnologice, care nu va putea fi executată decît pe cale chimică, răcitoarele obişnuite cu aer nu sînt indicate decît dacă se întrebuinţează capace demontabile şi dispozitive speciale pentru curăţirea manuală.

LA RÉFRIGÉRATION À L'EAU ET À L'AIR DANS LES ÉTABLISSEMENTS INDUSTRIELS ET DANS LES CENTRALES ÉLECTRIQUES

RÉSUMÉ

Le développement de l'industrie requiert l'emploi de grandes installations de refroidissement. Les méthodes de réfrigération utilisées jusqu'à présent introduisent des perturbations dans le bilan national des eaux. Afin de maintenir l'équilibre nécessaire, il faut élaborer de nouvelles méthodes de réfrigération à l'eau et à l'air.

INFLUENŢA PARAMETRILOR FUNCŢIONALI ASUPRA PERFORMANŢELOR UNUI CICLU MIXT ABURI-GAZE

DE

C-TIN DINCULESCU,
membru corespondent al Academiei R.P.R.,
şi V. PIMSNER

621.013

NOTAŢII

1. *Indici*

0 — parametrii de stare ai mediului ambiant;
1 — procesul de ardere din camerele de ardere ale turbomotorului cu ardere internă;
2 — procesul de ardere din focarul cazanului;
3 — secţiunea de ieşire din camera de ardere;
4 — secţiunea de ieşire din turbina turbomotorului;
c — compresor;
cz — cazan;
ta — turbină cu aburi;
a — aer;
ga — gaze de ardere, rezultate din arderea stoichiometrică;
pa — produse de ardere, corespunzătoare valorii $\alpha \neq 1$.

2. *Parametrii termodinamici şi aerodinamici*

$min\ l$ — cantitatea de aer necesară arderii stoichiometrice;
q_i — puterea calorifică a combustibilului;
η_m — randamentul mecanic;
η_f — randamentul corespunzător pierderilor prin frecări;
k_a; k_{pa} — exponentul izentropic al aerului, respectiv al produselor de ardere;
η_u^* — randamentul relativ al turbinei cu gaze.

Utilizarea ciclurilor mixte aburi-gaze în centrale termoelectrice permite atît mărirea puterii instalate, cît şi a randamentului efectiv al întregului ansamblu.

Dintre diversele soluţii elaborate în acest scop, ciclul la care gazele de ardere la ieşirea din turbina turbomotorului cu ardere internă sînt dirijate în focarul cazanului turbinei cu aburi poate fi introdus cu cheltuieli minime de investiţii, în centralele termice existente prevăzute cu turbine cu aburi. Într-adevăr, în cazul în care cazanul nu este prevăzut cu pre-

încălzitor de aer, nu este necesar să se efectueze modificări constructive importante, iar la cazanele cu preîncălzitor de aer, acesta va fi introdus în preîncălzitor la temperaturi superioare mediului ambiant, din care cauză va fi preluată o cantitate mai mică de căldură din gazele de ardere, restul

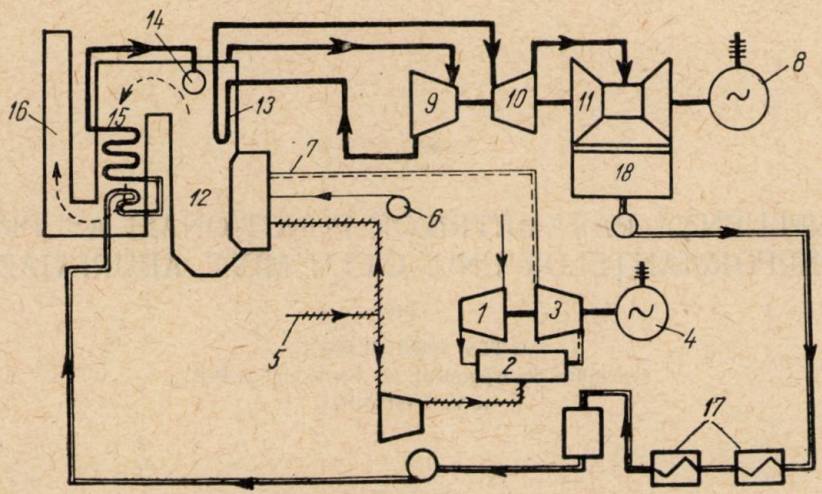


Fig. 1. — Schema generală a instalaţiei mixte gaze-aburi.

1 — compresor; *2* — cameră de ardere; *3* — turbina cu gaze; *4* — generatorul TM; *5* — combustibil; *6* — aer; *7* — gazele evacuate din turbomotor; *8* — generatorul de bază; *9* — turbina cu aburi de înaltă presiune; *10* — idem, medie presiune; *11* — idem, joasă presiune; *12* — focar; *13* — supraîncălzitor; *14* — tamburul cazanului; *15* — economizor; *16* — coş; *17* — preîncălzitor, apă de alimentare; *18* — condensator.

de căldură putînd fi utilizat la preîncălzirea apei de alimentare. De semnalat, că un avantaj deosebit al acestei scheme (fig. 1) constă în posibilitatea funcţionării independente a turbomotorului cu ardere internă şi a cazanului cu aburi, fapt care uşurează exploatarea şi micşorează durata de indisponibilitate a maşinilor în timpul reparaţiilor. Cum această schemă este mai adecvată centralelor existente, lucrarea îşi propune să stabilească influenţa unor parametri funcţionali ai acestui ciclu asupra puterii specifice şi a randamentului efectiv al întregii instalaţii, definindu-se drept putere specifică raportul dintre puterea întregii instalaţii şi debitul de aer livrat de compresorul turbomotorului.

În caz general, în camera de ardere a turbomotorului poate fi introdus un combustibil care să difere de cel ars în focarul cazanului; de aceea, conform notaţiilor stabilite se poate scrie

$$1\,\text{kg aer} + \frac{1}{\alpha_1 \min l_1}\,\text{kg comb.} = \frac{1 + \min l_1}{\alpha_1 \min l_1}\,\text{kg}\,(g.a)_1 + \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}\,\text{kg aer}, \qquad (1)$$

iar în cazul arderii în focar:

$$1\,\text{kg aer} + \frac{1}{\alpha_2 \min l_2}\,\text{kg comb.} = \frac{1 + \min l_2}{\alpha_2 \min l_2}\,\text{kg}\,(g.a)_2 + \frac{\alpha_2 - 1}{\alpha_2}\,\text{kg aer}. \qquad (1')$$

Cum însă fiecărui kg de aer livrat de compresor îi corespunde în focar $\frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}$ kg aer, rezultă că în focar se va introduce cantitatea de combustibil

$$\frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1}\text{kg aer} + \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1\,\alpha_2 \min l_2}\text{kg comb.} = \frac{(\alpha_1 - 1)(1 + \min l_2)}{\alpha_1\,\alpha_2 \min l_2}\text{kg}\,(g.a)_2 + \\ + \frac{(\alpha_1 - 1)(\alpha_2 - 1)}{\alpha_1\,\alpha_2}\text{kg aer} \qquad (2)$$

deci, la sfîrşitul arderii în focar, va exista cantitatea de gaze de ardere

$$\frac{G_{g_2}}{G_a} = \frac{1 + \min l_1}{\alpha_1 \min l_1}\text{kg}\,(g.a)_1 + \frac{(\alpha_1 - 1)(1 + \min l_2)}{\alpha_1\,\alpha_2 \min l_2}\text{kg}\,(g.a.)_2 + \\ + \frac{(\alpha_1 - 1)(\alpha_2 - 1)}{\alpha_1\,\alpha_2}\text{kg aer.} \qquad (3)$$

În cazul utilizării aceluiaşi combustibil ($\min l_1 = \min l_2$) relaţia (3) devine :

$$\frac{G_{g_2}}{G_a} = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2 - 1)(1 + \min l)}{\alpha_1\,\alpha_2 \min l}\text{kg}\,(g.a) + \frac{(\alpha_1 - 1)(\alpha_2 - 1)}{\alpha_1\,\alpha_2}\text{kg aer} = \\ = \left[1 + \frac{\alpha_1 + \alpha_2 - 1}{\alpha_1\,\alpha_2 \min l}\right]\text{kg}\,(p.a), \qquad (3')$$

care, pentru $\alpha_2 \cong 1$, cazul cel mai des întîlnit în practică, se transformă în relaţia evidentă

$$\frac{G_{g_2}}{G_a} = \left(1 + \frac{1}{\min l}\right)\text{kg}\,(p.a). \qquad (3'')$$

Cantitatea de combustibil introdusă în focarul cazanului, raportată la debitul de gaze evacuat din turbina de gaze este

$$f_2 = \frac{(\alpha_1 - 1)\min l_1}{(1 + \alpha_1 \min l_1)\,\alpha_2 \min l_2}, \qquad (4)$$

care, în ipoteza amintită ($\min l_1 = \min l_2$; $\alpha_2 = 1$) devine :

$$f_2 = \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \alpha_1 \min l}, \qquad (4')$$

Presupunînd că turbomotorul cu ardere internă realizează arderea într-o singură treaptă, pe baza ecuaţiei continuităţii, se poate scrie

$$G_{g_1} = G_a\left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right), \qquad (5)$$

iar pentru focarul cazanului

$$G_{g_2} = G_{g_1}(1 + f_2) = G_{g_1}\frac{\alpha_1(1 + \min l)}{1 + \alpha_1 \min l} = G_a\left(1 + \frac{1}{\min l}\right), \tag{6}$$

ceea ce permite exprimarea bilanțului energetic al camerei de ardere a turbomotorului, sub forma

$$\frac{\xi_1 q_i}{\alpha_1 \min l} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right) i^*_{3pa} - i^*_{2a}, \tag{7}$$

iar în cazul focarului

$$\xi_2 G_g f_2 q_i = G_{g_2} i^*_{esf} - G_{g_1} i^*_{4pa}, \tag{8}$$

sau

$$\xi_2 q_i \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1 \min l} = \left(1 + \frac{1}{\min l}\right) i_{esf} - i^*_{4pa}\left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right). \tag{8'}$$

Pe baza celor stabilite, lucrul mecanic efectiv raportat la un kg de aer, poate fi exprimat astfel

$$AL_{ef} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right) i^*_3\left[1 - \left(\frac{1}{\pi^*_c}\right)^{\frac{k_{pa}-1}{k_{pa}}}\right]\eta^*_u \eta_f \eta_m - \frac{i_0}{\eta_c}\left(\pi^{*\frac{k_a-1}{k_a}}_c - 1\right) +$$

$$+ \left(1 + \frac{1}{\min l}\right)(i^*_{ef} - i^*_{ecz})\,\eta_{cz}\,\eta_{ta}\,\eta_{mta}; \tag{9}$$

sau :

$$AL_{ef} = \frac{i_0}{\eta_c}\left(\pi^{*\frac{k_a-1}{k_a}}_c - 1\right)\left[\left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right)\frac{m\theta^* \eta_c \eta^*_u \eta_f \eta_m}{\pi^{*\frac{k_a-1}{k_a}}_c} - 1\right] +$$

$$+ \left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right)(i^*_{ef} - i^*_{ecz})\,\eta_{cz}\,\eta_{ta}\,\eta_{mta} \tag{9'}$$

în care

$\theta^* = \dfrac{T^*_3}{T_0}$ reprezintă gradul de încălzire a fluidului de lucru în ciclul turbomotorului cu ardere internă ;

η_f — randamentul corespunzător pierderilor de presiune în lungul turbomotorului, iar

$$m = \frac{C_{p_{pa}}}{C_{p_a}} \frac{1 - \left(\frac{1}{\pi^*_c}\right)^{\frac{k_{pa}-1}{k_{pa}}}}{1 - \left(\frac{1}{\pi^*_c}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a}}}, \tag{10}$$

a cărui variație, în funcție de θ^* și π_c^* pentru un anumit tip de combustibil [1] este redată în figura 2.

Pentru a analiza influența gradului de comprimare a compresorului π_c^* și a raportului temperaturilor θ^* asupra lucrului mecanic specific este

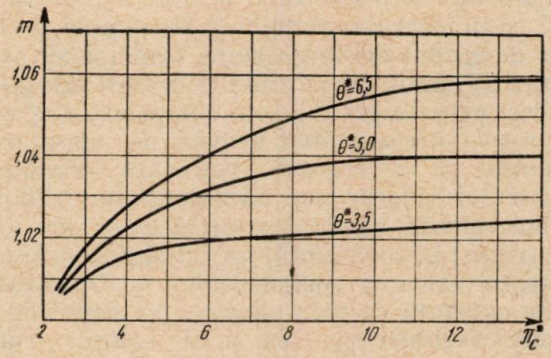


Fig. 2. — Variația coeficientului m în funcție de parametrii θ^* și π_c^* pentru un combustibil lichid, tip petrol.

mai comodă prezentarea relației (9′) sub forma

$$AL_{ef} = \frac{i_0}{\eta_{ic}} (\pi_c^{*\frac{k_a-1}{k_a}} - 1) \left[\left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min 1}\right) \frac{m\theta^* \eta_{ic} \eta_u^* \eta_f \eta_m}{\pi_c^{*\frac{k_a-1}{k_a}}} - 1 \right] + \tag{9''}$$

$$+ \left[\xi_2 q_i \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1 \min 1} + \left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min 1}\right) i_{4_{pa}}^* - \left(1 + \frac{1}{\min 1}\right) i_{ecz}^* \right] \eta_{icz} \eta_{ita} \eta_{mta},$$

în care entalpiile trebuie măsurate de la temperatura de 0°K, iar entalpia de la sfîrșitul destinderii în turbină $i_{4_{pa}}^*$ este dată de relația

$$i_{4_{pa}}^* = i_3^* \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_c^*} \right)^{\frac{k_{pa}-1}{k_{pa}}} \right] \eta_u^* \eta_f \eta_m \right\}. \tag{11}$$

În cazul în care raportul de comprimare π_c^* este suficient de mare pentru a necesita luarea în considerare a variației căldurilor specifice cu temperatura, relația (9) poate fi scrisă astfel

$$AL_{ef} = AL_c \left(\frac{m\theta^* \eta_{ic} \eta_u^* \eta_f \eta_m}{1 + \eta_{ic} \dfrac{AL_c}{i_0}} - 1 \right) + \left[\xi_2 q_i \frac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1 \min 1} + \right. \tag{12}$$

$$\left. + \left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min 1}\right) i_{4_{pa}}^* - \left(1 + \frac{1}{\min 1}\right) i_{ecz}^* \right] \eta_{icz} \eta_{ita} \eta_{mta}.$$

Pentru a stabili influenţa gradului de comprimare al compresorului π_c^* şi al raportului temperaturilor θ^* asupra lucrului mecanic efectiv este necesar să se stabilească în prealabil în ce măsură se modifică valorile celorlalţi parametri odată cu variaţia mărimilor π_c^* şi θ^*. Astfel, se poate considera că coeficienţii de perfecţiune a arderii în camera de ardere a turbomotorului ξ_1 şi în focarul cazanului ξ_2 nu depind de π_c^* şi θ^*. Într-adevăr, indiferent de gradul de comprimare, camerele de ardere actuale pot realiza temperatura T_3^* impusă, depăşindu-se deseori valoarea $\xi_1 = 0{,}97-0{,}98$ în acelaşi timp, deşi mărirea gradului de comprimare π_c^* are ca efect creşterea valorii α_1, totuşi aceasta fiind urmată de micşorarea temperaturii T_4^*, se poate admite că $\xi_2 = \text{const}$. Influenţa introducerii gazelor de ardere, în locul aerului în focar, are o influenţă insensibilă asupra vitezei de ardere a combustibilului, cantitatea totală de oxigen modificîndu-se în limite relativ restrînse ; în consecinţă, nici modificarea compoziţiei gazelor arse nu influenţează valoarea coeficientului ξ_2. Din analiza instalaţiilor existente se poate constata că prin alegerea convenabilă a numărului de trepte, randamentul turbinei η_u^* — ca şi al compresorului η_c — variază puţin cu π_c^* ; valoarea finală a randamentului fiind dictată de dimensiunile instalaţiei, de soluţia constructivă etc. şi în mai mică măsură de gradul de comprimare. Cum mărirea gradului de comprimare nu afectează pierderile de presiune din canalizaţia de admisie şi evacuare, care depind în principal de viteza de vehiculare şi de soluţia constructivă a instalaţiei, coeficientul η_{lf} — care exprimă aceste pierderi — este considerat constant ; valoarea admisă în calcule ($\eta_{lf} = 0{,}9$) fiind justificată de existenţa canalizaţiei dintre turbină şi cazanul focarului, de rezistenţa arzătoarelor etc.

Deoarece randamentele aferente ciclului turbinei cu aburi nu pot fi modificate de parametri ciclului turbinei cu gaze, rezultă că lucrul mecanic efectiv este determinat în principal de parametrii π_c^* şi θ^* ca şi de excesul de aer α_1 din camera de ardere.

Pentru a analiza această dependenţă este necesară rezolvarea simultană a ecuaţiilor stabilite, întrucît între parametrii menţionaţi există o legătură organică, determinată de soluţia constructivă a instalaţiei analizate. În acest scop, punînd relaţia (7) sub forma

$$i_{2a}^* = \left(1 + \frac{1}{\alpha_1 \min l}\right) i_{3pa}^* - \frac{\xi_1 q_i}{\alpha_1 \min l}, \qquad (7')$$

se constată că termenul drept al relaţiei, pentru o anumită temperatură T_3^*, impusă de rezistenţa paletelor turbinei, depinde de puterea calorifică a combustibilului utilizat şi de excesul de aer α_1 din camerele de ardere. Deci, se poate trasa — pentru un anumit tip de combustibil — variaţia entalpiei aerului la intrarea în camera de ardere i_{2a}^* în funcţie de excesul de aer α_1 (fig. 3) considerînd temperatura T_3^* drept parametru. În acelaşi timp, se poate determina corelaţia dintre entalpia i_{2a}^* şi gradul de comprimare π_c^*. Astfel, în figura 4, pe baza diagramei entropice a aerului [2] a fost reprezentată funcţia $i_{2aiz}^* = f(\pi_c^*)$; considerînd — pe baza construcţiilor existente — că randamentul compresorului $\eta_c = \eta_u^* - 0{,}03 = 0{,}84$, se poate determina alura curbei $i_{2a}^* = f(\pi_c^*)$, (fig. 4). În cazul în care, aerul, la ieşirea din

compresor, este încălzit într-un schimbător de căldură prin recuperarea unei cantități de căldură din gazele de ardere, se va trece în diagramă valoarea entalpiei aerului din avalul schimbătorului.

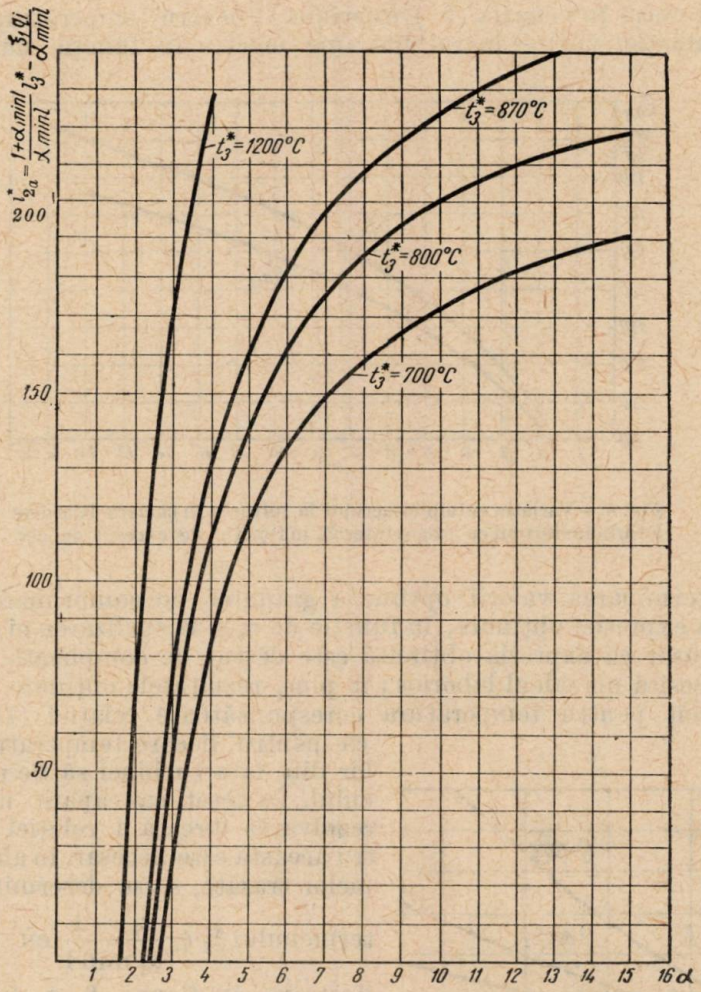


Fig. 3. — Variația entalpiei aerului la intrarea în camera de ardere a turbomotorului cu ardere internă în funcție de excesul de aer; parametru-temperatura din fața turbinei de gaze T^*_3.

Deoarece valorile entalpiilor aerului i^*_{2a} din figurile 3 și 4, trebuie să fie identice — pe baza lor — se poate determina relația $\alpha = f(\pi^*_c)$, considerînd temperatura maximă a ciclului T^*_3 drept parametru (fig. 5). Se constată că alura acestor curbe poate fi asimilată cu o linie dreaptă, a cărei pantă este

funcţie de temperatura maximă a ciclului. Astfel, pentru $t_{3|}^{*} = 700°C$, se obţine relaţia

$$\alpha_1 = 0{,}34\,\pi_c^{*} + 3{,}42, \tag{13}$$

care, introdusă în ecuaţia (9″) exprimă — pentru temperatura corespunzătoare relaţiei (13) — lucrul mecanic efectiv în funcţie numai de π_c^{*}.

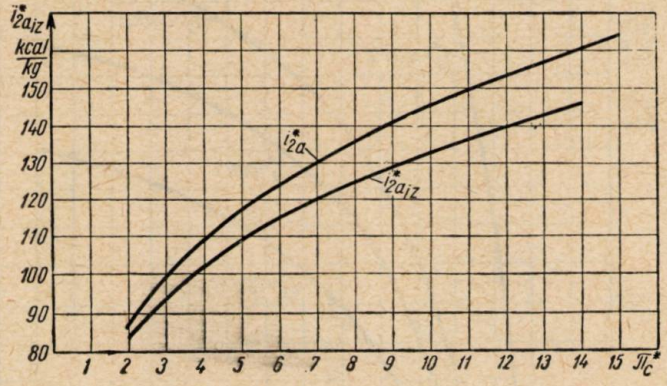


Fig. 4. — Variaţia entalpiei aerului la intrarea în camera de ardere a turbomotorului cu ardere internă, în funcţie de excesul de aer.

Determinarea valorii optime a gradului de comprimare revine la derivarea expresiei obţinute, în funcţie de π_c şi la egalizarea ei cu zero. Se remarcă uşor că expresia obţinută este destul de complicată iar derivarea ei necesită un calcul laborios ; în plus, rezultatele obţinute nu sînt valabile decît pentru temperatura corespunzătoare relaţiei (13), urmînd ca pentru fiecare temperatură a gazelor din faţa turbinei să fie refăcut calculul. În acest caz apare mai simplă rezolvarea directă a relaţiei (9″). Pentru aceasta este necesar, în afara diagramelor trasate, să se determine variaţia termenului $\xi_2\, q_i \dfrac{\alpha_1 - 1}{\alpha_1 \min l}$ cu α_1. Pentru ilustrare, în figura 6, a fost trasată această variaţie pentru un combustibil lichid tip motorină, avînd o putere calorifică inferioară $q_i = 10\,250$ kcal/kg. În vederea efectuării calculului s-a ales $\eta_{cz} = 0{,}95$ întrucît pierderile de căldură cu gazele evacuate sînt cuprinse de ceilalţi parametri, iar randamentului intern al turbinei cu aburi η_{ta} i s-a atribuit valorile 0,20 ; 0,30 şi 0,40 pentru a aco-

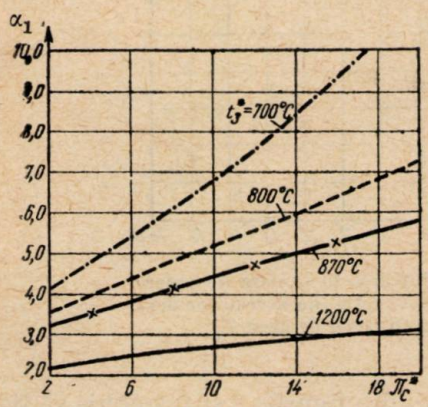


Fig. 5. — Variaţia excesului de aer α_1 din camerele de ardere, în funcţie de gradul de comprimare π_c^{*} ; parametru-temperatura t_3^{*}.

peri domeniul turbinelor cu aburi mijlocii (spre ex. turbina $K - 300 - 240$ are $\eta_{lta} = 0{,}396$). Fiind cunoscută variația funcției $\alpha_1 = f(\pi_c^*)$ se poate determina entalpia $i_{4_{pa}}^*$, cunoscîndu-se valorile $i_3^* = f(T_3^*, \alpha_1)$ ca și variația exponentului izentropic k a produselor de ardere în funcție de temperatură și excesul de aer α_1 (fig. 7). Considerînd că produsele de ardere părăsesc

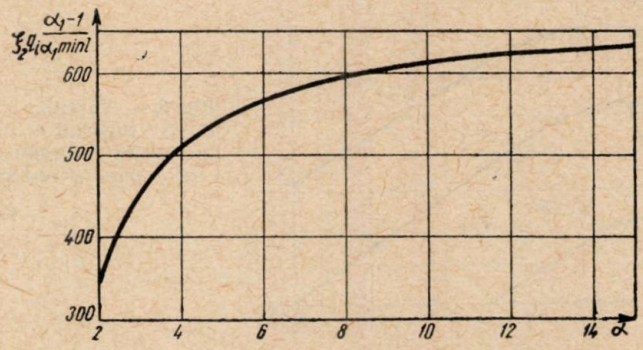


Fig. 6. — Variația termenului $\xi_2 q_i \dfrac{\alpha_1 - 1}{\alpha_{1\ \min}\ l}$ în funcție de excesul de aer α_1. Combustibil lichid tip motorină — $q_i = 10\ 250$ kcal/kg.

cazanul la aceeași temperatură (spre exemplu $t_{ecz}^* \cong 200°C$) se determină puterea produsă de întreaga instalație. Valorile obținute, pentru $\eta_{lta} = 0{,}20$

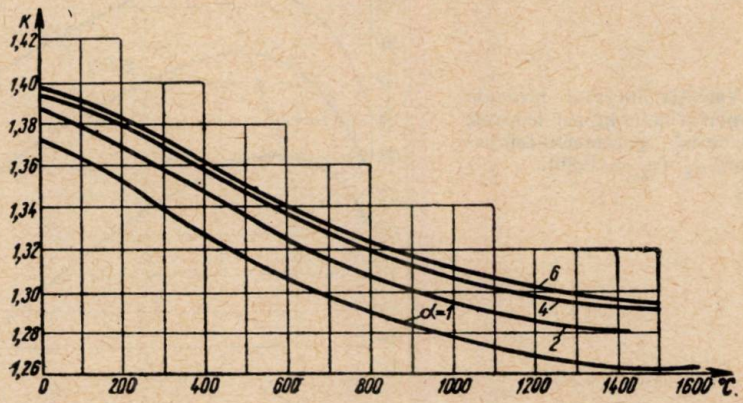


Fig. 7. — Variația exponentului izentropic k a gazelor rezultate din arderea motorinei, în funcție de temperatura T_3^* și excesul de aer α_1.

și 0,30 sînt prezentate în figurile 8 și 9 din examinarea cărora rezultă că valoarea optimă a gradului de comprimare π_c^* crește proporțional cu temperatura T_3^* și cu η_{lta} rămînînd apropiată valorilor corespunzătoare ciclurilor normale. Valorile sînt suficient de mici pentru ca soluția constructivă a

turbomotorului cu ardere internă să fie foarte simplă, ceea ce uşurează introducerea în practică a instalaţiei.

Întrucît la $\pi_c^* > (\pi_c^*)_{opt}$ alura curbei de variaţie este relativ mai plată, este normal ca valoarea π_c^* corespunzătoare regimului nominal să

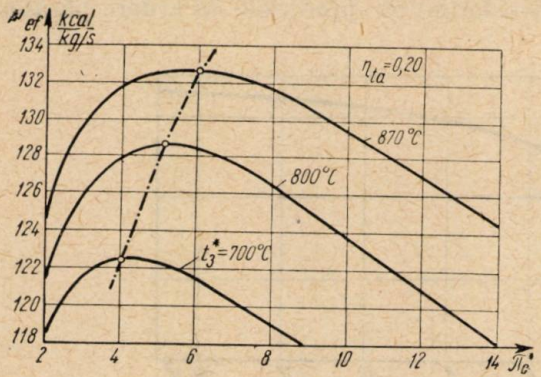


Fig. 8. — Variaţia lucrului mecanic efectiv raportat la un kg aer aspirat în funcţie de gradul de comprimare π_c^* ; parametru-temperatura — t_3^* ($\eta_{ta} = 0{,}20$).

fie superioară lui $(\pi_c^*)_{opt}$, pentru a preveni o scădere bruscă a puterii instalaţiei la sarcini scăzute. În acelaşi timp, se constată că, pe măsură ce randamentul intern al turbinei cu aburi creşte, temperatura T_3^* influenţează

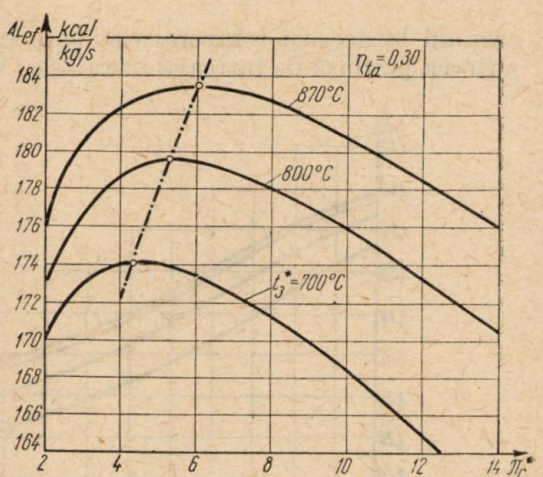


Fig. 9. — Variaţia lucrului mecanic efectiv, raportat la un kg aer aspirat, în funcţie de π_c^* parametru-temperatură t_3^* ($\eta_{ta} = 0{,}30$).

într-o măsură mai mică valoarea lucrului efectiv, în comparaţie cu cea executată asupra lucrului turbomotorului cu ardere internă. Mai mult, după cum rezultă din figurile 8 şi 9, există domenii relativ largi în care, pentru $t_3^* =$ $= 700°C$ se obţine o putere efectivă mai mare, în comparaţie cu cea corespunzătoare temperaturii $t_3^* = 800°C$, dacă gradul de comprimare este convenabil ales. Aceasta permite o reglare mai elastică în funcţie de sarcină, putîndu-se varia atît gradul de comprimare, cît şi temperatura T_3^*.

Conform datelor existente [3], [4] pentru turbinele cu aburi avute în vedere, puterea turbomotorului cu ardere internă reprezintă între 6—12% din puterea efectivă a întregei instalații.

Pentru a analiza economicitatea soluției se definește randamentul efectiv al întregei instalații, raportul dintre lucrul mecanic efectiv și căldura totală consumată, pentru producerea lucrului mecanic menționat. Conform ipotezelor de calcul ($\min l_1 = \min l_2$; $\alpha_2 \cong 1$) expresia randamentului efectiv este :

$$\eta_{ef} = \frac{AL_{ef}}{\frac{q_i}{\alpha_1 \min l} + \frac{q_i(\alpha_1 - 1)}{\alpha_1 \min l}} = \frac{\min l \, AL_{ef}}{q_i}, \qquad (14)$$

adică randamentul efectiv al schemei studiate, spre deosebire de alte soluții [3], variază ca și lucrul mecanic efectiv; din această cauză alura sa de variație nu va fi studiată în continuare.

Întrucît s-a arătat [5] că răcirea intermediară a aerului în timpul comprimării conduce la micșorarea puterii instalației este puțin probabilă utilizarea acesteia, cu atît mai mult cu cît gradele de comprimare sînt relativ mici, valorile respective putînd fi ușor obținute într-un singur compresor. Din această cauză, este puțin probabilă utilizarea arderii în trepte complicațiile constructive și mărirea ancombramentului nejustificînd cîștigul suplimentar de putere; de aceea marea majoritate a turbomotoarelor cu ardere internă utilizate în cadrul schemei mixte studiate vor funcționa conform ciclului simplu, fapt confirmat de realizările existente [4]. În orice caz, chiar în cazul ciclurilor mai complexe metoda prezentată poate fi aplicată, introducînd în relațiile stabilite mărimile corespunzătoare.

În concluzie, lucrarea stabilește metoda de calcul a ciclurilor mixte aburi-gaze, cînd gazele evacuate din turbine cu gaze sînt introduse în focarul cazanului, analizînd influența principalilor parametri funcționali ai ciclului asupra performanțelor instalației la regim nominal, scoțîndu-se în relief corelația dintre excesul de aer din camerele de ardere și gradul de comprimare al compresorului. Metoda prezentată permite determinarea soluției optime, din punctul de vedere termodinamic, al ciclului mixt studiat care, în vederea definitivării, trebuie analizată din punctul de vedere al comportării la sarcini reduse și la suprasarcină, al maneabilității în exploatare etc

EINFLUSS DER FUNKTIONSPARAMETER AUF DIE LEISTUNGEN EINES DAMPF-GASE-MISCHKREISLAUFS

ZUSAMMENFASSUNG

Der Beitrag untersucht den Einfluß der wichtigsten Funktionsparameter auf die Leistungen des Dampf-Gase-Mischkreislaufs, in welchen die Abgase bei ihrem Austritt aus der Turbine des Turboverbrennungs-

motors zur Feuerung des Dampfturbinenkessels gesandt werden. Hervorgehoben werden die große Bedeutung des Verdichtungsgrades π_c^* und des Verhältnisses der Temperatur θ^*, sowie die Art und Weise wie diese Parameter die gewählte technische Lösung bestimmen.

Die Arbeit bringt auch das Verfahren für die Berechnung des untersuchten Dampf-Gase-Mischkreislaufs und erklärt die Vorteile der auf Grund von Diagrammen vorgeschlagenen Rechenmethode. Die Schlußfolgerungen ermöglichen ein zusammenfassendes Bild über die energetischen Merkmale des untersuchten Kreislaufs und über die Bewertung der bei der praktischen Anwendung zu erwartenden Leistungen.

BIBLIOGRAFIE

1. Б. С. СТЕЧКИН и др., *Теория реактивных двигателей.* Оборонгиз, Москва, 1958.
2. — *Таблицы термодинамических свойств газов.* Госэнергоиздат, Москва, 1953.
3. И. И. КИРИЛЛОВ, „*Газовые турбины и газотурбинные установки*", том 2. Машгиз, Москва, 1956.
4. J. B. STOUT, etc., *OG and E combined cycle units of fers 4% gain in efficiency.* Electrical World, **156**, 7, 72—75 (1961).
5. М. П. КАПЛАН, „*К определению оптимальных параметров парогазовых циклов*". Теплоэнергетика, *5*, 6—11 (1961).

CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE ȘI AL VITEZEI DE ARDERE ÎN FOCARE TUNEL

DE

N. ANTONESCU

BIBLIOTECA CENTRALĂ A ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA

662.612 : 662.69

Analiza teoretică a arderii în focare tunel cu stabilizare periferică, prezentată într-un articol anterior [1] a condus la stabilirea unui sistem de ecuații diferențiale care descriu procesul de ardere. Avînd în vedere însă larga utilizare a focarelor tunel în energetică, apare necesară elaborarea unei metodici simplificate de calcul, metodică care, fără să facă aproximații suplimentare, să evite calculele laborioase ale rezolvării analitice a sistemului de ecuații.

Efectuînd unele transformări asupra acestor ecuații și exprimînd toate variabilele funcție de parametrul dp, se obține sistemul

dp = parametru

$$dw_a = -\frac{dp}{\rho_a w_a}, \tag{1}$$

$$dw_g = -\frac{dp}{\rho_a}\frac{1}{\rho^*(S-F)}\left[\frac{S-2F+2F\dfrac{w_g}{w_a}}{2w_a w_g - w_a^2 - \rho^* w_g^2}(w_a - \rho^* w_g) - \frac{F}{w_a}\right], \tag{2}$$

$$dF = -\frac{dp}{\rho_a}\frac{S-2F+2F\dfrac{w_g}{w_a}}{2w_a w_g - w_a^2 - \rho^* w_g^2}, \tag{3}$$

$$dx = -\frac{dp}{\rho_a}\frac{1}{3{,}54\, u_T\sqrt{F}}\left[w_a\frac{S-2F+2F\dfrac{w_g}{w_a}}{2w_a w_g - w_a^2 - \rho^* w_g^2} - \frac{F}{w_a}\right], \tag{4}$$

$$dQ = -\frac{dp}{\rho_a} \frac{2A/2g}{1 - \frac{1}{Q_0}\left[\frac{A}{2g}(w_g^2 - w_a^2) + C_{p_g} T_g - C_{p_a} T_a\right]} \times$$

$$\times \left[1 - R + Rw_g \frac{1}{\rho^*(S-F)}\left[\frac{S - 2F + 2F\frac{w_g}{w_a}}{2w_a w_g - w_a^2 - \rho^* w_g^2}(w_a - \rho^* w_g) - \frac{F}{w_a}\right]\right], \tag{5}$$

$$dR = -\frac{dp}{\rho_a} \frac{2A/2g}{Q_0 - \left[\frac{A}{2g}(w_g^2 - w_a^2) + C_{p_g} T_g - C_{p_a} T_a\right]} \times$$

$$\times \left[\frac{S - 2F + 2F\frac{w_g}{w_a}}{2w_a w_g - w_a^2 - \rho^* w_g^2}(w_a - \rho^* w_g) - \frac{F}{w_a}\right]. \tag{6}$$

În aceste ecuații s-a notat

w — viteza;
F — suprafața secțiunii jetului de amestec combustibil;
S — secțiunea tunelului;
p — presiunea;
x — abscisa (axa tunelului);
ρ — densitatea;
ρ^* — raportul dintre densitatea gazelor de ardere și densitatea amestecului combustibil;
T — temperatura;
C_p — căldura specifică;
Q — cantitatea de căldură degajată;
Q_0 — putere calorică masică a amestecului combustibil;
R — gradul de ardere: $R = Q/Q_0$;

și indicii:

a — amestec combustibil;
g — gaze de ardere;
0 — secțiunea inițială.

Pentru a avea o imagine asupra desfășurării fenomenului arderii este necesară rezolvarea pentru cîteva cazuri concrete a sistemului de ecuații de mai sus. În acest scop au fost calculate prin metoda diferențelor finite cîteva regimuri de funcționare ale unui focar tunel cu aceleași dimensiuni ca cel experimentat [1]. Datele inițiale au fost următoarele:

Diametrul focarului tunel — $D = 100$;
Combustibil — gaz metan;
Exces de aer $\alpha = 1$.
Temperatura amestecului combustibilului

$$T_a = 293°\text{K}.$$

Densitatea amestecului combustibil

$$\rho_a = 0{,}126 \text{ kgs/m}^4.$$

Densitatea relativă a gazelor de ardere

$$\rho^* = 0{,}12.$$

Viteza iniţială a amestecului combustibil la intrare în tunel

$$w_a = 4 \text{ m/s}$$
$$w_a = 6 \text{ ,,}$$
$$w_a = 8 \text{ ,,}$$
$$w_a = 30 \text{ ,,}$$
$$w_a = 40 \text{ ,,}$$

Dacă se reprezintă grafic rezultatele în mărimi adimensionale funcţie de coordonata x/x_{max}*), rezultă printr-o interpolare cu abateri relative mici, o serie de curbe cu caracter general a căror interpretare conduce la rezultate importante.

În figura 1 este prezentată variaţia vitezei relative a amestecului combustibil, $\overline{w}_a/\overline{w}_{a_0}$ şi variaţia vitezei relative a gazelor de ardere, $\overline{w}_g/\overline{w}_{g_{max}}$, exprimate funcţie de coordonate relativă x/x_{max}, adică în lungul focarului tunel.

Se observă că punctele reprezentative pentru toate regimurile se aliniază cu foarte mici abateri pe o curbă unică pentru $\overline{w}_a/\overline{w}_{a_0}$ şi $\overline{w}_g/\overline{w}_{g_{max}}$. Viteza de înaintare a amestecului combustibil creşte de la valoarea iniţială pînă la valoare relativă maximă de 3, 1, adică $\overline{w}_{a_{max}} = 3{,}1\overline{w}_{a_0}$, care are loc la circa 0,8 din lungimea totală a conului de flacără. După acest maxim viteza scade relativ brusc din nou pînă la valoarea iniţială.

Viteza de înaintare a gazelor de ardere scade repede de la valoarea iniţială pînă la o valoare minimă de 0,62, adică $\overline{w}_{g_{min}} = 0{,}62\,\overline{w}_{g_{max}}$, care are loc la 0,08 din lungimea totală a conului de flacără. Urmează, în continuare, pînă la terminarea procesului de ardere, o creştere relativ lentă pînă la valoarea iniţială a vitezei.

În figura 2 sînt prezentate curbele generale de variaţie în raport cu coordonata x/x_{max} a mărimilor adimensionale F/F_{max}, $D_f/D_{f_{max}}$ şi P/P_{max}.

Curba variaţiei secţiunii relative a conului flăcării F/F_{max} în lungul focarului arată o scădere accentuată pînă la aproximativ 0,3 din lungimea conului de flacără, după care variaţia devine lentă pînă la sfîrşitul arderii. Curba de variaţie a diametrului relativ a conului de flacără, $D_f/D_{f_{max}}$, în lungul focarului (echivalentă cu curba $\sqrt{F/F_{max}}$) arată profilul real în focar a frontului de flacără. Este interesant de remarcat şi aci că exprimarea adimensională a mărimilor prezentate duce la relaţii funcţionale independente de regimul de funcţionare al focarului.

Curba căderii de presiune $\Delta p/\Delta p_{max}$ este încet crescătoare pe o lungime de 10% din lungimea flacării, apoi creşte repede în intervalul 10—70%, după care creşte din nou mai încet pînă la terminarea arderii.

*) Utilizarea coordonatei x/x_{max} constituie o primă modelare geometrică a procesului din focar.

În figura 3, se prezintă curba de variație în lungul focarului a degajării relative a căldurii de ardere, Q/Q_{tot}.

Este de remarcat că în prima jumătate din lungimea conului de flacără este ars 80% din combustibil și de asemenea că o ultimă porțiune

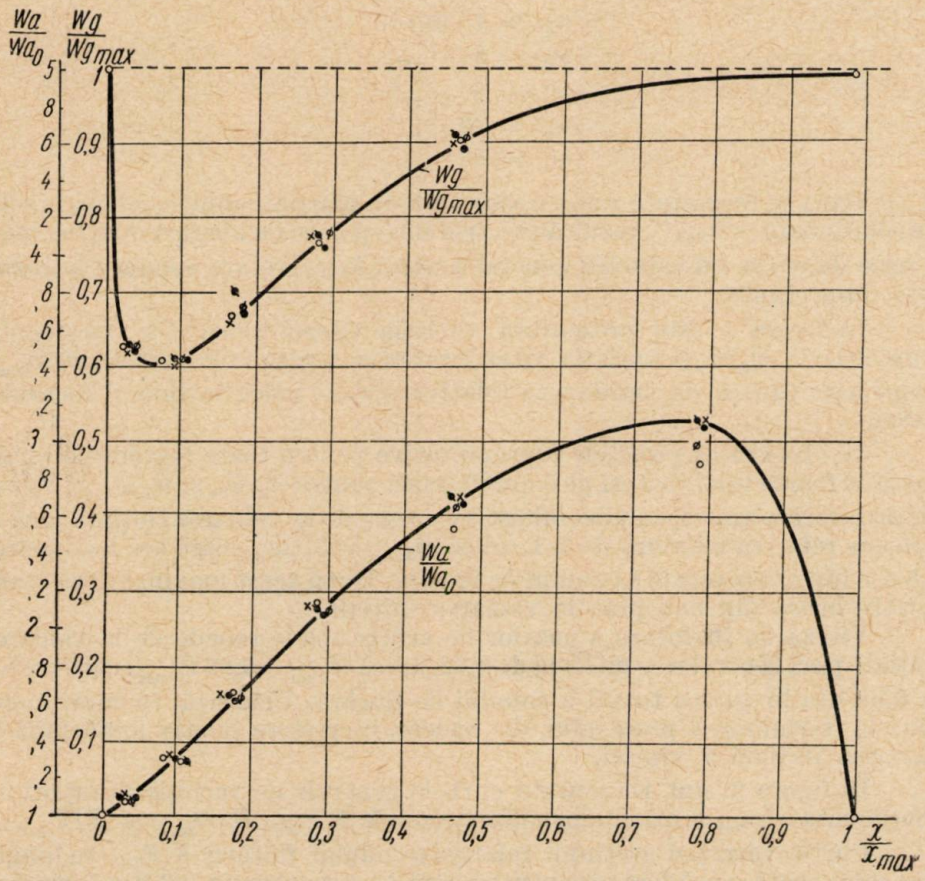


Fig. 1. — Variația vitezei relative a amestecului combustibil și a gazelor de ardere în lungul focarului.

de 20% din lungimea focarului servește la efectuarea arderii a numai 5% din cantitatea totală de combustibil.

Utilizarea diagramelor generalizate prezentate mai sus simplifică considerabil calculul focarelor tunel deoarece reprezintă rezolvarea grafică a ecuațiilor (1) — (6).

Astfel, după cum a rezultat din diagrama figura 2 există o curbă unică $F/F_{max} = f(x/x_{max})$, independent de viteza inițială a amestecului combustibil și deci de regimul de lucru al focarului. Cunoscînd viteza de ardere u_T pentru un regim oarecare de funcționare, trasarea poziției frontului de

flacără în focarul tunel devine simplă. Se cunoaşte alura curbei frontului de flacără şi suprafaţa lui totală A, pentru care există relaţia

$$S.\overline{w}_{a_0} = Au_T, \tag{7}$$

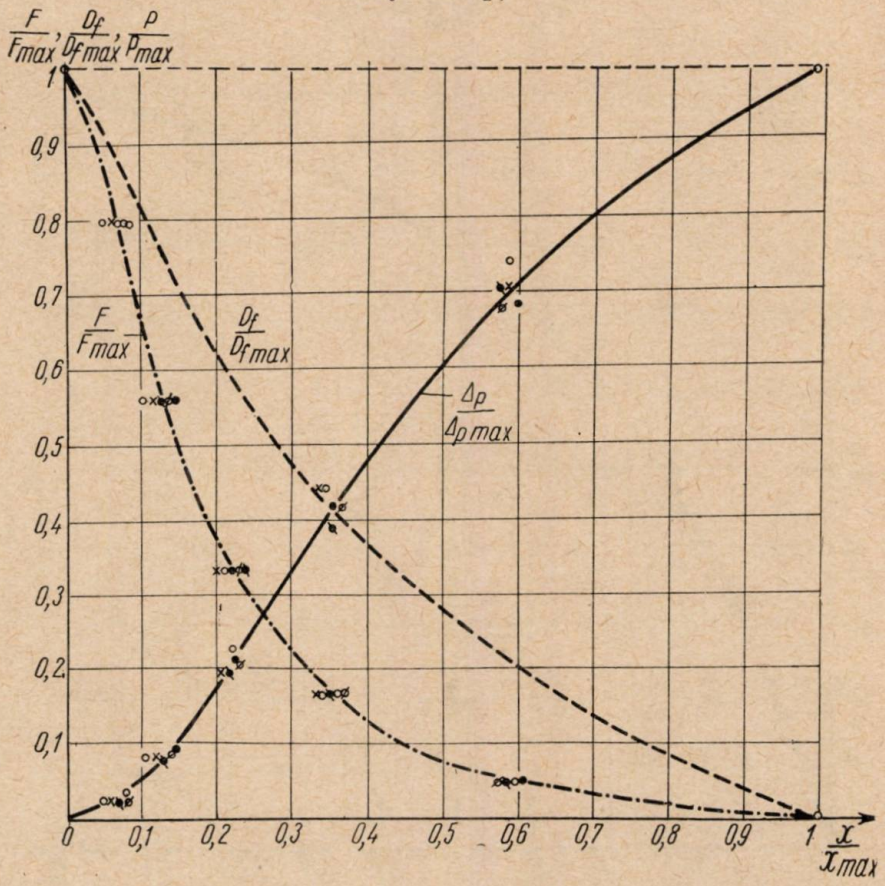


Fig. 2. — Variaţia căderii relative de presiune şi a secţiunii şi diametrului relativ a conului de flacără în lungul focarului.

sau

$$A = S\frac{\overline{w}_{a_0}}{u_T}. \tag{8}$$

Cu aceste două elemente : forma şi mărimea suprafeţei, trasarea poziţiei frontului de flacără în focar se rezolvă grafic.

În continuare, celelalte elemente de calcul ale focarului tunel se deduc astfel :

— viteza axială medie a curentului de amestec combustibil, $\overline{w}_a$, va fi într-o secţiune oarecare definită de raportul x/x_{max}, dată de diagrama din figura 1 ;

— viteza axială medie a gazelor de ardere va fi dată de aceeași diagramă, cunoscînd că viteza lor inițială este :

$$\overline{w}_{g_0} = \overline{w}_{g\max} = \frac{\overline{w}_{a_0}}{\rho^*}; \tag{9}$$

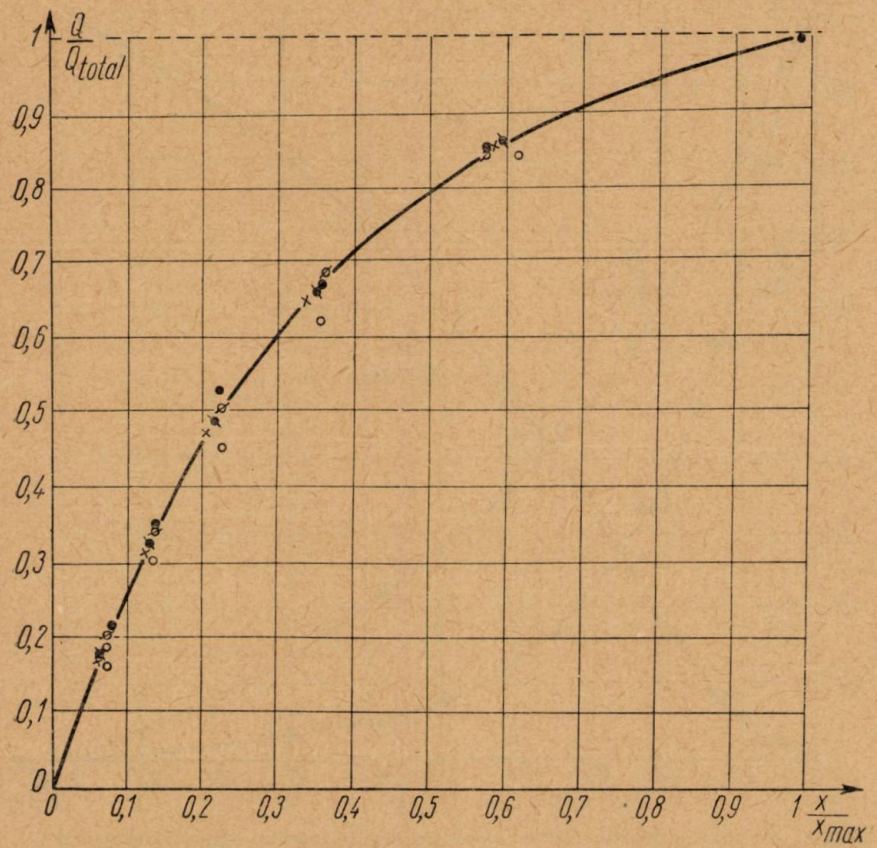


Fig. 3. — Degajarea căldurii de ardere în lungul focarului.

— cantitatea de căldură degajată pînă într-o secțiune oarecare a frontului de flacără, Q, este dată, de raportul Q/Q_{tot} pentru secțiunea respectivă, în diagrama din figura 3.4.

★

Pentru calculul vitezei de ardere u_T este interesantă efectuarea analizei criteriale a sistemului de ecuații (1) — (6). Ecuația (4) exprimă legătura între viteza de ardere și diferiții factori geometrici și funcționali ai focarului, în consecință analiza se va efectua asupra acestei ecuații. Pentru micșorarea numărului de variabile ce intervin în ecuație se constată că vi-

teza medie de înaintare a amestecului combustibil, $\overline{w}_a$, poate fi exprimată ca un multiplu al vitezei inițiale $\overline{w}_{a_0}$, conform rezultatelor trasate în diagrama din figura 1 ; în același timp viteza medie a gazelor de ardere, conform aceleiași diagrame, poate fi exprimată ca o fracțiune din viteza inițială

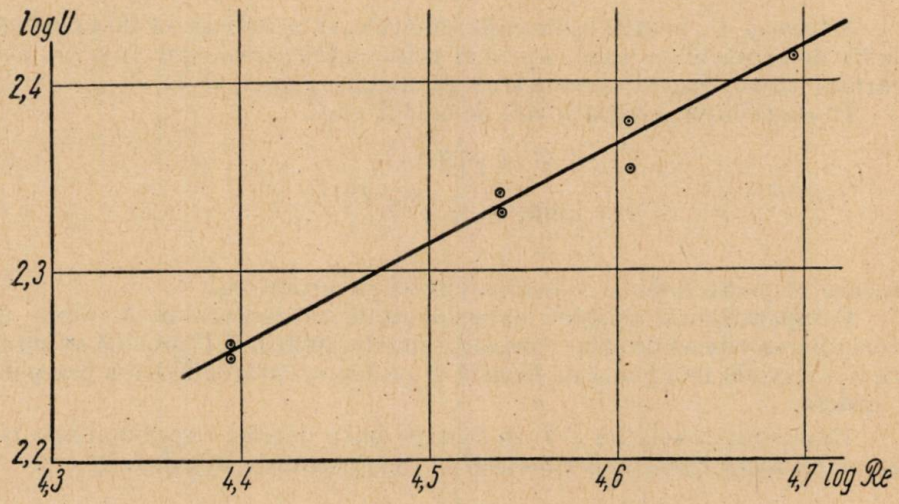


Fig. 4. — Variația mărimii caracteristice U funcție de criteriul $\mathcal{R}_e$.

$\overline{w}_{a_{max}}$, care la rîndul ei este o funcție de viteza inițială a amestecului combustibil după relația (9).

În același fel, analizînd diagrama din figura 2, se constată că variabila F poate fi redusă la variabila S deoarece $F_0 = S$ și între F și F_0 există o relație unică independentă de regim. La aceeași variabilă S poate fi redusă și variabila Δx avînd în vedere că schematizînd frontul de flacără la un con, cu unghiul la vîrf 2α și un diametru de bază D (corespunzător secțiunii S), viteza de ardere va fi :

$$u_T = \overline{w}_{a_0} \sin \alpha \tag{10}$$

și în consecință

$$\frac{\Delta x}{D} = \sin \alpha \text{ sau } \Delta x = f(S). \tag{11}$$

Ținînd seama de corespondența variabilelor arătate, ecuația (4) se scrie utilizînd coeficienții C de echivalență între două regimuri oarecare

$$C_D = \frac{C_{\Delta p}}{C_{\rho_a} \cdot C_{u_T} \cdot C_D} \left[C_{w_{a_0}} \frac{C_D^2}{C_{\rho^*} \cdot C_{w_{a_0}}^2} - \frac{C_D^2}{C_{w_{a_0}}} \right], \tag{12}$$

de unde rezultă

$$\frac{C_{\Delta_p}}{C_{\rho_a} \cdot C_{w_{a_0}} \cdot C_{u_T} \cdot C_{\rho^*}} = 1. \tag{13}$$

Revenind la variabilele inițiale și notînd cu U mărimea adimensională rezultată se obține :

$$\frac{\Delta p}{\rho_a \cdot w_{a_0} \cdot u_T \cdot \rho^*} = U. \tag{14}$$

Mărimea U, pentru aplicațiile practice, este indicat să fie exprimată funcție de criteriul $\mathcal{R}_e$ care cuprinde principalul parametru funcțional al focarului tunel, $\overline{w}_{a_0}$ și parametrul geometric principal D.

În consecință, relația finală de calcul va fi

$$U = f(\mathcal{R}_e) \tag{15}$$

$$\text{unde } \mathcal{R}_e = \frac{\overline{w}_{a_0} \cdot D}{\nu}$$

din care se poate deduce valoarea vitezei de ardere u_T.

Comparativ cu relațiile experimentale prezentate în lucrarea [1], determinarea vitezei de ardere prin intermediul mărimii U prezină avantajul de a fi o metodă mai generală bazată și pe reprezentarea fizică a procesului de ardere.

Explicitarea relației (15) se face pe baza datelor experimentale ridicate pe un focar tunel experimental [1] și prezentate în tabela 1.

Tabela 1

$\overline{w}_{a_0}$	Δp	u_T	ρ_a	ρ^*	U	$\mathcal{R}_e$
4,05	14	1,27	0,126	0,12	180,2	24.750
5,63	27	1,45	0,126	0,12	218,5	34.400
6,61	35	1,55	0,126	0,12	226,0	40.400
8,1	51	1,60	0,126	0,12	260	49.500

Reprezentarea într-o diagramă dublu logaritmică a relației $U = f(\mathcal{R}_e)$ conduce la obținerea unei drepte (fig. 4).

Relația de legătură rezultată din această reprezentare este

$$U = 0{,}813 \cdot \mathcal{R}_e^{0{,}533}. \tag{16}$$

Din cele prezentate rezultă următoarele concluzii principale :

Calculul focarelor tunel cu stabilizare periferică poate fi mult simplificat prin trasarea unor curbe generalizate de variație a principalilor parametrii funcționali în coordonate adimensionale. Aceste curbe nu sînt funcție de regimul de lucru al focarului.

Pentru determinarea relațiilor de calcul a vitezei de ardere, rezultă din analiza formulelor care descriu procesul de ardere, că este justificată utilizarea unei mărimi adimensionale U, definită de relația

$$\frac{\Delta p}{\rho_a \cdot w_{a_0} \cdot u_T \cdot \rho^*} = U.$$

Din datele experimentale se deduce o dependenţă între U şi criteriul $\mathcal{R}_e$

$$U = 0{,}813 \cdot \mathcal{R}_e^{0.533},$$

relaţie care poate fi utilizată în calculele practice.

THE CALCULATION OF THE COMBUSTION PROCESS AND COMBUSTION VELOCITY IN TUNNEL FURNACES

ABSTRACT

The calculation for the design of tunnel furnaces with peripherical stabilization may be much simplified by drawing certain generalized variation curves of the main functional parameters in dimensionless coordinates. The curves are not dependent on the operating conditions of the furnace.

From the analysis of the formulas describing the combustion process it appears that for the computation of the combustion velocity the use of a dimensionless magnitude U is justified; this magnitude is defined by the expression:

$$\frac{\Delta p}{\rho_a \cdot w_{a_0} \cdot u_T \cdot \rho^*} = U.$$

The experimental data lead to a relation between U and the $\mathcal{R}_e$ criterion namely:

$$U = 0 \cdot 813 \cdot \mathcal{R}_e^{0.533}$$

a relation which may be applied in practical calculations.

BIBLIOGRAFIE

1. N. ANTONESCU, *Arderea cu stabilizare periferică în focare tunel.* St. cerc. energ., 4-B (1962).

INFLUENȚA PRINCIPALILOR FACTORI FIZICO-CHIMICI AI MOTORINELOR ASUPRA TENDINȚEI DE FORMARE A CALAMINEI

DE

S. FAUR, AL. POPESCU, L. TEODORESCU și C. A. VASILESCU

621.43.019.7

În timpul funcționării motoarelor cu ardere internă apar și se fixează pe diferite organe ale acestuia depuneri provenite din combustibil sau din ulei. Aceste depuneri sînt clasificate în: calamină (r*-нагары, f-calamine, e-hard carbon), lacuri (r-лаковые отложения, f-vernis, e-varnisch) și gume (r-осадки, f-gommes, e-sludges). După natură, aspect și locul lor de fixare, depunerile pot reprezenta un inconvenient mai mic sau mai mare pentru funcționarea motorului conducînd în unele cazuri chiar la pane sau avarii. Ca urmare, depunerile în motoare sînt nedorite și cercetarea cauzelor care le produc, în vederea înlăturării lor, a preocupat pe mulți cercetători.

În această lucrare, se studiază numai tendința motorinelor de formare a depunerilor și modul în care unii factori fizico-chimici o influențează. Lucrarea cuprinde o prezentare a elementelor cunoscute astăzi, asupra procesului de formare a calaminei în camera de ardere pentru a justifica modul de atacare al problemei și un studiu experimental făcut cu ajutorul unui motor monocilindric, cu aprindere prin compresiune, privind influența intervalului de distilare și a compoziției chimice a combustibililor, asupra tendinței pe care o prezintă aceștia, de a forma depuneri. La cercetarea grosimii stratului depus s-a utilizat o metodă de măsurare cu izotopi radioactivi, care este descrisă sumar.

1. Calamina este o substanță dură, în care predomină carbonul, formată în camera de ardere și care se depune pe pereții acesteia, pe capul

*) pentru fixarea nomenclaturii s-a dat echivalența termenilor în limbile r-rusă, f-franceză, e-engleză.

pistonului şi pe talerele supapelor [1]. Ca aspect, calamina se prezintă ca un corp cu o suprafaţă rugoasă, de culoare diferită, funcţie de substanţele componente, însă în general neagră, iar ca structură, are aspecte diferite fiind compactă, afînată sau lamelară. Calamina este o substanţă rea conducătoare de căldură. Ea nu este omogenă, nici ca compoziţie şi nici ca proprietăţi depinzînd pe de o parte de proprietăţile fizico-chimice ale substanţelor din care ia naştere şi pe de altă parte de regimul de lucru al motorului.

Analiza elementară a calaminei arată prezenţa carbonului, hidrogenului şi a oxigenului precum şi a fierului, siliciului şi eventual a plumbului şi a altor corpuri. Ea rezultă din substanţele carbonoase ce provin din arderea incompletă a combustibilului şi a lubrifiantului, din sărurile rezultate din descompunerea aditivilor din combustibil şi lubrifiant, din compuşii metalici şi nemetalici introduşi o dată cu lubrifiantul combustibilul şi aerul şi din compuşii metalici şi nemetalici proveniţi din uzura diferitelor piese ale motorului.

Calamina se poate forma fie direct, ca rezultat al arderii — cazul cel mai frecvent — fie indirect, prin incorporarea unor mase carbonoase, rezultate ale arderii, în stratul de lac care se formează prin acţiunea căldurii asupra combustibilului sau uleiului. Deoarece în motor nu rămîne decît o parte din produsele cărbunoase formate, restul evacuîndu-se cu gazele arse, trebuie să se deosebească :

— capacitatea combustibilului sau a lubrifiantului de a produce calamină ;

— viteza de depunere a calaminei ;

— cantitatea depusă într-un anumit motor, într-un interval de timp dat.

Deşi factorii care influenţează depunerile de calamină sînt numeroşi şi acţiunea lor este complexă (regimul de lucru, condiţiile de exploatare ale motorului, regimul termic al motorului, natura fizico-chimică a uleiului şi a combustibilului etc.) totuşi s-au putut stabili cîteva reguli generale :

— capacitatea de a produce calamină este funcţie atît de natura fizico-chimică a combustibilului şi uleiului, cît şi de condiţiile termice şi chimice (oxigen, catalizatori etc.) din locul unde aceasta se produce ;

— viteza de depunere este o funcţie de regimul termic al motorului şi în special de cantitatea deja depusă, fiind maximă la început şi atingînd după un număr de ore, o stare de regim [2] :

— cantitatea de calamină depusă devine staţionară la un moment dat, dar poate prezenta fluctuaţii, ca urmare a varierii temperaturii mediului de lucru şi a pereţilor camerei de ardere.

Din această scurtă prezentare, rezultă următoarele :

— atît uleiul cît şi motorina participă la formarea calaminei ;

— temperatura pereţilor camerei de ardere influenţează atît viteza de depunere a calaminei cît şi grosimea stratului depus ;

— regimul de exploatare al motorului influenţează depunerile de calamină ;

— determinările care studiază tendința combustibilului de a forma calamină, trebuie făcute în perioada în care stratul de depunere nu a ajuns încă la grosimea constantă.

Deoarece scopul cercetării efectuate a fost de a se studia influența unor factori ai combustibilului asupra depunerilor, este necesar — în lumina concluziilor de mai sus — să se ia următoarele măsuri în timpul experimentărilor :

— să se studieze depunerile într-o cameră de ardere în care uleiul să fie practic absent ;

— să se asigure (la toate încercările) același regim de exploatare al motorului ;

— să se asigure aceeași încărcare termică a motorului ;

— să se asigure aceeași temperatură a suprafeței camerei de ardere ;

— să se mențină pe cît se poate neschimbate, toate condițiile motorului.

Pentru stabilirea cantității de calamină depuse s-a căutat să se utilizeze o metodă cît mai fină, pentru a micșora timpul de experimentare. Timpul scurt de depunere a permis mărirea numărului de probe și efectuarea încercărilor în perioada de creștere a depunerilor de calamină precizîndu-se astfel tendința combustibilului de a forma depuneri.

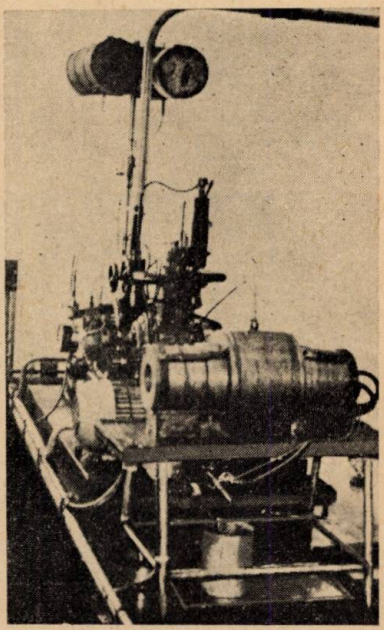


Fig. 1. — Vederea instalației experimentale pentru studierea pe motor a tendinței combustibililor de a forma depuneri.

2. Instalația experimentală realizată a ținut seama de aceste observații și a permis efectuarea unei cercetări pe motor ceea ce corespunde și propunerilor altor autori [3]. Pentru a se putea asigura funcționarea în camera de experimentare, practic fără ulei, s-a folosit un motor cu aprindere prin compresiune și cameră divizată. Menținerea condițiilor de funcționare ale motorului a fost ușurată prin aceea că s-a utilizat un motor experimental din cele folosite pentru determinarea cifrei cetanice (cu cameră de turbulență separată). Faptul că acest motor este răcit cu apă la punctul de fierbere, asigură în tot timpul experimentărilor același regim termic. Încărcarea termică constantă a motorului a fost asigurată prin menținerea la toate probele a unui debit constant de combustibil. În figura 1, se prezintă o vedere a instalației experimentale. Pentru a se ușura deservirea acesteia, instalația a fost complet automatizată.

Preluarea probelor de calamină depuse în motor s-a efectuat cu ajutorul unor dopuri de metal introduse în camera de ardere, constituind astfel o porțiune din peretele acesteia. Folosirea dopurilor permite studierea depunerilor fără să fie nevoie să se demonteze motorul. În figura 2

se prezintă locul de fixare al dopurilor de luat probele, în figura 3, forma dopurilor utilizate şi în figura 4 două mostre din depunerile analizate. Motorul are dimensiunile principale : cursa 115 mm şi alezajul 85 mm. Regimul de funcţionare al motorului a fost : turaţia $n = 900$ rot/min,

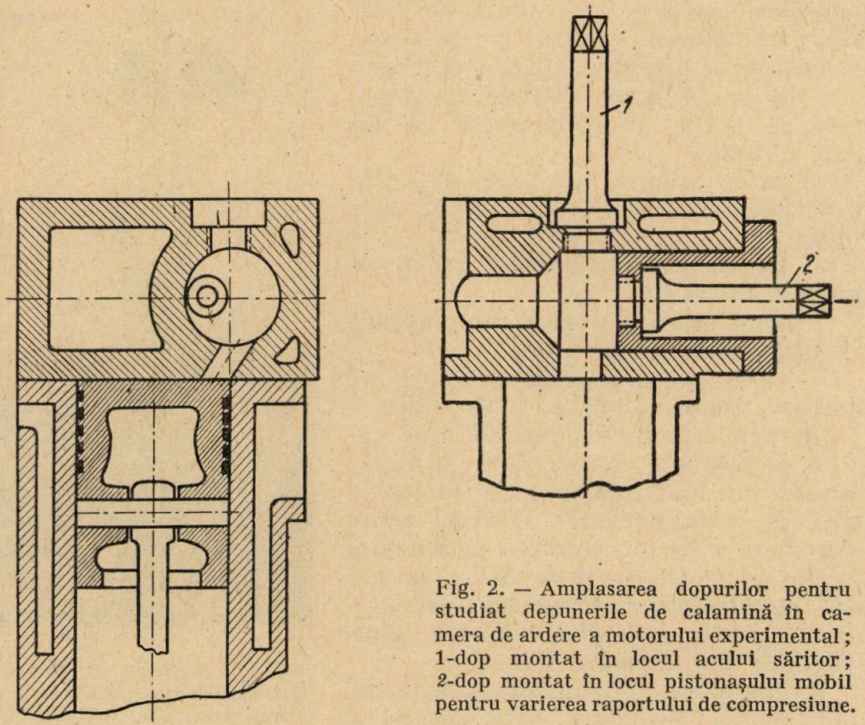


Fig. 2. — Amplasarea dopurilor pentru studiat depunerile de calamină în camera de ardere a motorului experimental; 1-dop montat în locul acului săritor; 2-dop montat în locul pistonaşului mobil pentru varierea raportului de compresiune.

raportul de compresiune $\varepsilon = 17$, temperatura uleiului $t_{\text{ulei}} = 60°$ (controlată), temperatura apei de răcire $t_{\text{apă}} = 99°$ debitul de motorină $G_{\text{motorină}} = 0{,}602^{+6,4\%}_{-4\%}$ kg/h.

3. Metodele uzuale pentru stabilirea cantităţii de motorină depuse se bazează pe culegerea prin răzuire a calaminei (după prealabila demontare a motorului) şi cîntărirea acesteia. Metoda are următoarele deficienţe : necesită un timp mai lung de funcţionare a motorului, necesită demontarea acestuia, dă un rezultat de medie (calamina fiind prelevată după un timp mai îndelungat şi de pe o suprafaţă mai mare), rezultatele pot fi destul de neprecise datorită greutăţilor de recoltare şi de cîntărire. În plus, se remarcă că în urma demontării motorului pot apărea o serie de modificări ale acestuia care să se traducă şi în procesul de realizare al depunerilor. Metoda aceasta nu permite stabilirea evoluţiei în timp a depunerilor.

Pentru mărirea preciziei de măsură s-au utilizat în ultimul timp metode care folosesc izotopi radioactivi, spre exemplu compuşi ai plum-

bului activați și introduși în combustibil; acest lucru are ca dezavantaj infectarea motorului.

O altă metodă folosită este aceea a determinării grosimii depunerilor prin absorbția radiației β. Metoda absorbției se bazează pe măsurarea intensității radiației β emisă de un strat radioactiv peste care s-au așternut, în procesul de lucru al motorului, depunerile. Măsurarea depunerilor, care

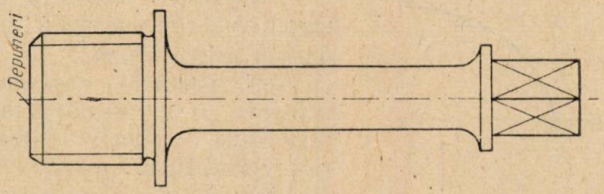
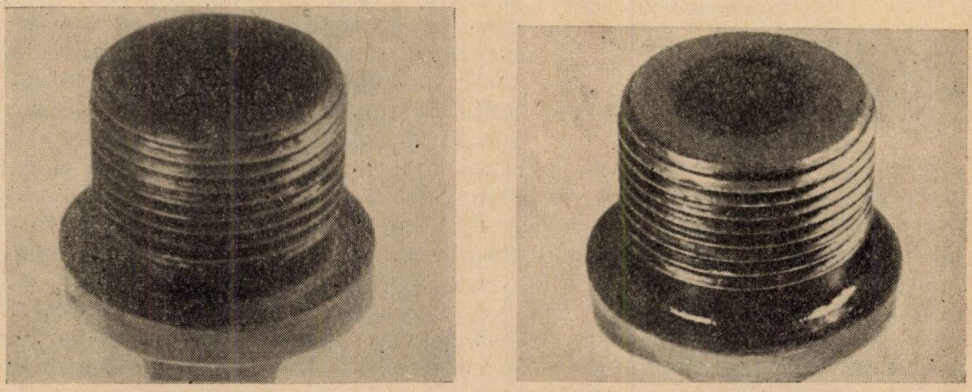


Fig. 3. — Dopurile utilizate.



a *b*

Fig. 4. — Depuneri de structură diferită după o oră de funcționare a motorului; *a* — depunere consistentă; *b* — depunere în cantitate mai mică.

se face în exteriorul motorului se poate efectua în bune condiții, grosimile determinate fiind de ordinul sutelor de microni. Sub această limită se poate coborî prin alegerea unei surse care emite radiații β de energie mică. În acest caz realizarea sursei prezintă unele dificultăți în special din cauza autoabsorbției.

Dificultatea principală a aplicării metodei absorbției radiațiilor β la măsurarea grosimii stratului de substanță depusă, rezidă în realizarea și manipularea sursei.

Într-adevăr, stratul de material radioactiv depus pe dopul de măsură va trebui să reziste la presiuni și la temperaturi ridicate, ceea ce face dificilă menținerea lui în bună stare și prin urmare această metodă nu este potrivită pentru încercări pe motor.

În consecință, s-a ales pentru măsurarea stratului depus, metoda retrodifuziei radiațiilor β. Se știe că atunci cînd un fascicul de electroni pătrunde într-un material, are loc în urma numeroaselor procese de inter-

acţiune cu atomii substanţei, schimbarea direcţiilor de propagare. Dacă această schimbare reprezintă aproximativ 180°, radiaţia respectivă constitue fasciculul retrodifuzat. Acest proces este dependent de energia radiaţiei incidente, de numărul atomic Z al materialului respectiv, de caracterul suprafeţei, de factorii geometrici etc.

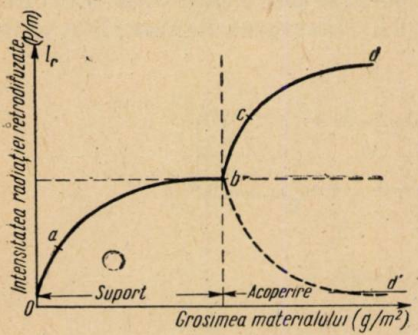


Fig. 5. — Răspunsul unui detector care măsoară radiaţia retrodifuzată (în pulsuri pe minut) în funcţie de grosimea materialului (exprimată în grame pe metru pătrat).

Pentru o anumită geometrie şi o sursă bine determinată intensitatea radiaţiei retrodifuzate de o placă plană cu feţe paralele, depinde de grosimea acesteia şi de numărul atomic al materialului respectiv. Intensitatea radiaţiei retrodifuzate creşte cu grosimea plăcii (fig. 5) şi cu numărul atomic respectiv. Curba *Ob* din figura 5 se obţine în lipsa materialului de acoperire. Dacă grosimea materialului suport creşte peste grosimea corespunzătoare punctului *b*, nu se mai obţine nici o creştere a numărului de impulsuri cauzat de radiaţia retrodifuzată. Domeniul de măsură este zona liniară *Oa*, a curbei. Dacă pe un asemenea suport se aplică un strat de acoperire dintr-un material avînd numărul atomic $Z_a \neq Z_{sp}$ (Z_a — numărul atomic al substanţei de acoperire; Z_{sp} — numărul atomic al substanţei suportului) fenomenul se repetă: dacă $Z_a > Z_{sp}$ are loc o creştere a numărului de impulsuri şi dacă $Z_a < Z_{sp}$ are loc o scădere a numărului de impulsuri. Fenomenul acesta este folosit pentru măsurarea grosimilor de acoperire. În cazul depunerilor din camerele de ardere el poate fi aplicat în bune condiţii deoarece numărul atomic al acestor depuneri (care conţin mult carbon) este destul de mult diferit de cel al suportului, care este constituit dintr-un dop de oţel.

Pentru alegerea sursei s-a ţinut seama că nu se poate folosi din curba de variaţie a intensităţii radiaţiei retrodifuzate decît porţiunea *Oa* (fig. 5) care este practic liniară. În acest sens, s-a stabilit grosimea optimă a stratului de acoperire utilizîndu-se relaţia

$$d_{a_{opt}} = \frac{\sqrt{E_{max}^3}}{40\,\rho_a},$$

unde

d_a — grosimea stratului de acoperire; E_{max} — energia maximă a spectrului β; ρ_a — densitatea substanţei de acoperire. S-a ales o sursă de Tl^{204} care are $E_{max} = 0{,}77$ MeV şi care prezintă avantajul unui timp de înjumătăţire ridicat (4 ani) [4]. Sursa a fost depusă în soluţie activă pe un suport de plexiglas (fig. 6). După evaporarea solventului s-a acoperit sarea radioactivă cu o peliculă de colodiu.

Un studiu al condiției de sensibilitate maximă arată că aceasta se produce cînd unghiul de incidență maximă este cît mai aproape de $\frac{\pi}{2}$.

În consecință s-a conceput instalația reprezentată schematic în figura 7.

Instalația are la bază un detector cu scintilație prevăzut cu un cristal plastic pentru radiații β. La acest detector, prin intermediul unui suport, se poate aplica dopul de măsură asigurîndu-se riguros distanța dopului față de sursă, sursa de radiație fiind fixată în montura cristalului scintilator. Grosimea suportului de plexiglas al sursei asigură ecranarea radiațiilor directe care nu se pot îndrepta decît spre suprafața dopului acoperită cu depuneri, în felul acesta pe cristalul scintilator (coroana circulară din jurul sursei) nu cad decît radiațiile retrodifuzate de suprafața dopului care este măsurat. Suportul a fost realizat din plexiglas deoarece în felul acesta se reduce la minimum radiația difuzată. Prin urmare, se poate admite că radiația retrodifuzată se datorește numai prezenței dopului și anume numai suprafeței dopului supusă acțiunii radiațiilor.

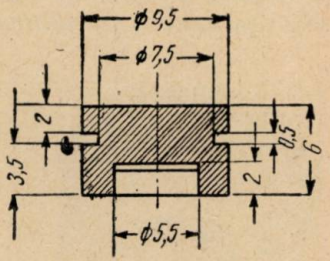


Fig. 6. — Suportul de plexiglas al sursei.

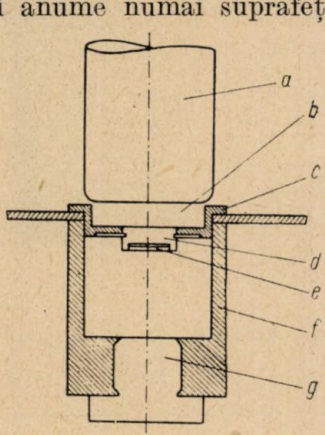


Fig. 7. — Dispozitivul pentru măsurarea grosimii depunerilor prin retrodifuzia radiație β; *a* — fotomultiplicator; *b* — scintilator; *c* — suportul scintilatorului; *d* — suportul de plexiglas al sursei; *e* — sursa de radiație; *f* — suportul din plexiglas al dopurilor; *g* — dop de oțel pentru colectat probe.

Elementele componente ale dispozitivului de măsură sînt prezentate în figura 8 iar dispozitivul cu dopul montat, în figura 9. Instalația de măsurare cuprinde (fig. 10): detectorul de radiații (scintilatorul și fotomultiplicatorul), un amplificator electronic, un circuit de normalizare al impulsurilor și un numărător electronic; alimentarea fotomultiplicatorului se obține de la o sursă stabilizată electronic. În figura 11 se prezintă vederea întregii instalații de măsurare.

O problemă de studiu a constituit-o ecranarea parțială a radiațiilor retrodifuzate în scopul eliminării particulelor cu energie mică, pentru a mări sensibilitatea de măsurare.

4. Pentru a se asigura o cît mai bună reproductibilitate a datelor, s-au luat măsuri speciale la efectuarea experimentărilor. S-a observat

astfel că dopurile realizate au prezentat — înainte de a fi introduse în motor — unele diferenţe în ceea ce priveşte intensitatea radiaţiei retrodifuzate. Dopurile fiind strunjite din aceeaşi bară de oţel, s-a presupus că această diferenţă se datoreşte stării diferite a suprafeţelor dopurilor ca urmare a prelucrării. Prin triere, s-au ales 3 dopuri care au dat rezultate mai apropiate ; s-a admis că gradul de prelucrare al suprafeţelor acestor

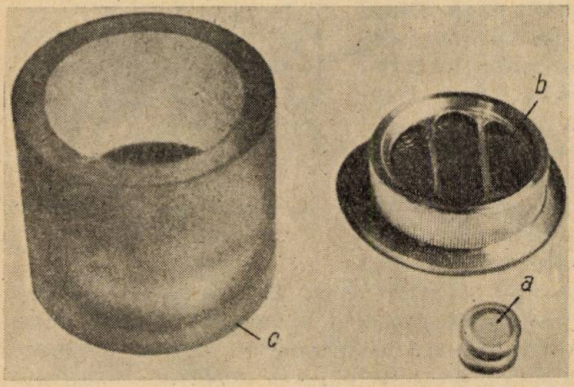


Fig. 8. — Elementele componente ale dispozitivului de măsurare : *a* — sursa de radiaţii ; *b* — scintilator ; *c* — suport de plexiglas pentru fixarea dopului de măsurare.

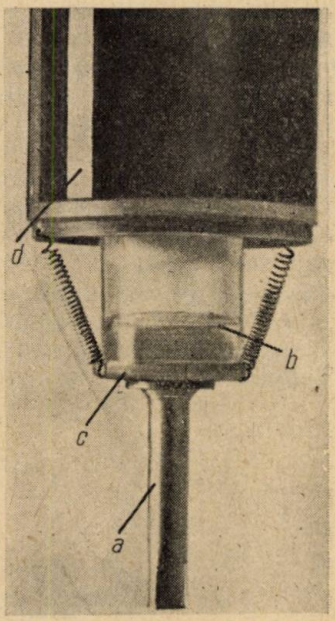


Fig. 9. — Dispozitivul de măsurare : *a* — dopul de măsurare ; *b* — suportul dopului ; *c* — inel de fixare ; *d* — corpul fotomultiplicatorului.

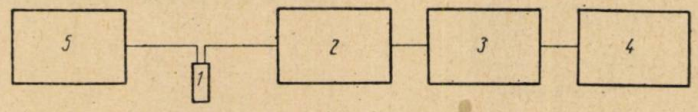


Fig. 10 — Schema bloc a instalaţiei de măsurare : *1* — detector cu scintilaţie ; 2 — discriminator de amplitudine ; *3* — amplificator ; *4* — numărător electronic ; *5* — sursă de alimentare stabilizată electronic.

dopuri este apropiat. În acest mod s-a mărit precizia de determinare a stratului de depuneri căci acesta depinde şi de aspectul suprafeţei pe care se aşază. La fiecare probă s-au făcut trei măsurători utilizîndu-se dopurile selectate. Prin această metodică s-a realizat :

— siguranţa asupra măsurătorilor respective, cele trei rezultate obţinute cu dopuri diferite trebuind să fie pentru condiţii identice foarte apropiate ;

— mărirea preciziei de măsură deoarece mediindu-se rezultatele, eroarea statistică a scăzut.

Pentru asigurarea preciziei determinărilor s-au mai luat următoarele măsuri :

— timpul de determinare a vitezei de numărare s-a ales de 5 minute, în care se numără circa 22 000 de pulsuri ;

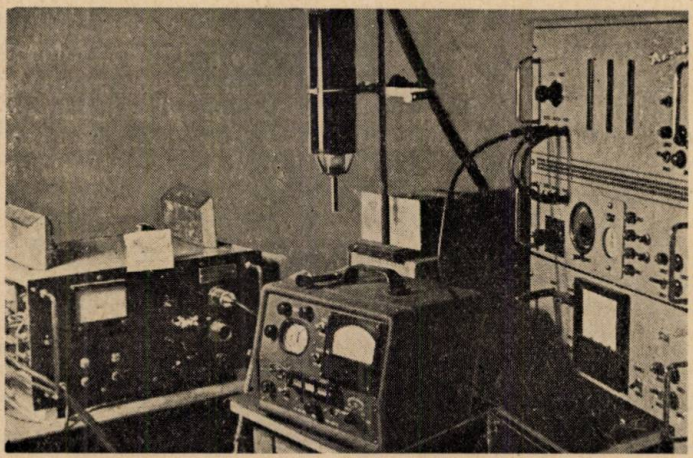


Fig. 11. — Instalaţia de măsurare.

— pentru fiecare determinare a grosimii stratului depus s-au făcut cîte trei măsurători, rezultatul pentru un dop reprezentînd media acestor măsurători ;

— în vederea eliminării erorilor accidentale determinate de alte surse (instalaţii experimentale din institut care generează impulsuri parazite în instalaţia de măsură) în paralel cu dopurile folosite în motor s-a măsurat un dop, neacoperit, etalon care a permis stabilirea unui factor de corecţie.

Ca urmare a acestor măsuri se poate aprecia că eroarea de măsură este determinată în exclusivitate de natura statistică a radiaţiei sursei (erorile de aparatură fiind de ordinul a 3—4%). Calculele efectuate au arătat că eroarea totală asupra variaţiei intensităţii radiaţiei retrodifuzate cauzată de acoperirea cu calamină a suprafeţei dopului, pentru grosimea minimă (după circa 20 de minute de funcţionare) nu depăşeşte 12%. Această eroare poate fi considerată mulţumitoare deoarece se referă la diferenţa intensităţii radiaţiilor retrodifuzate în situaţia în care se măsoară cea mai mică cantitate de depuneri. În cazul în care s-ar urmări intensitatea radiaţiilor retrodifuzate pe diverse grosimi de depuneri (care în orice caz sînt mai mari decît această grosime minimă) eroarea va fi mai mică.

O serie de experienţe preliminare au arătat că depunerile obţinute într-un interval de 3/4 de oră sînt semnificative. Prin aceasta s-a putut studia stratul de calamină în formare, adică tendinţa combustibilului

de a depune calamină. De asemenea, au apărut ca mai reprezentative, depunerile obţinute cu dopul montat în poziţia 1, din figura 2.

În urma diferitelor încercări şi constatări preliminare s-a utilizat următoarea metodă de luare a probelor. Se spală circuitul de combustibil şi se încarcă cu combustibilul de probă. Se schimbă uleiul (uleiul s-a schimbat după fiecare probă de combustibil). Motorul se încălzeşte cu dispozitivele de rezistenţe electrice. Se montează un dop fals şi motorul este pornit şi pus să funcţioneze circa 30 de minute pentru a atinge regimul termic. În acest timp, dopul de probă, care urmează să fie introdus, este încălzit la temperatura de circa 120°C. Se opreşte motorul şi se introduce acest dop, după care se face proba de depuneri cu combustibilul studiat, durata probei fiind de 3/4 de oră; între timp sînt pregătite celelalte dopuri pentru reproducerea experienţei. Măsurarea depunerilor de pe dopuri se face imediat după răcirea acestora. În final dopurile sînt spălate cu o soluţie specială (10 kg NaOH şi 0,5 kg $K_2Cr_2O_7$ la 100 l apă) după care se măsoară radiaţia retrodifuzată de dopul neacoperit pentru a se calcula factorul de corecţie amintit.

Tabela 1

Rezultatele analizelor

Specificaţia de calitate	Pro					
	1	2	3	4	5	6
Densitatea D_{20}	0,8491	0,8644	0,8645	0,8444	0,8553	0,8291
Aciditatea organică mg KOH/100 cc	1,19	2,13	6,79	9,72	11,85	2,93
Inflamabilitate *MP* °C	77	95	76	68	70	71
Congelare °C	−19	−40	−30	curge la −40	curge la −39	−14
Punct de anilină °C	72,8	71,2	67,0	63,0	64,0	70,0
Indice diesel	56,2	50,6	48,1	52,0	49,0	60,6
Distilare, iniţial °C	200	222	200	190	195	185
% la 300 °C	72	59	64	92	80	83
% la 350 °C	95	95	—	98/315°	96/335°	96/332°
% la 360 °C	96/355°	—	91	—	—	—
Viscozitate °E la 20°C	1,46	1,63	1,52	1,25	1,31	1,31
Viscozitate °E la 50°C	1,20	1,29	1,22	1,10	1,16	1,14
Conţinut în apă %	lipsă					
Cocs %	0,01	0,02	0,04	0,02	0,03	0,02
Cenuşă %	0,001	0,003	0,002	0,002	0,002	0,001
Sulf %	0,12	0,20	0,10	0,067	0,083	0,077
Determinări *n D M*: Carboni legaţi în cicluri aromatice %	17,0	17,0	20,0	19,0	17,0	16,0
Determinări *n D M*: Carboni legaţi în cicluri naftenice %	28,0	33,0	29,0	31,0	35,0	25,0
Determinări *n D M*: Carboni legaţi în lanţuri parafinice %	55,0	50,0	51,0	50,0	48,0	61,0
Indicele de refracţie n_{20}^{D}	1,4733	1,4809	1,4829	1,4716	1,4764	1,4643
Greutate moleculară *M*	219	223	219	190	202	208
Număr de cicluri medii: R_T cicluri totale	1,33	1,587	1,483	1,22	1,41	0,97
Număr de cicluri medii: R_A cicluri aromatice	0,4	0,424	0,515	0,417	0,453	0,35
Număr de cicluri medii: R_N cicluri naftenice	0,93	1,163	0,968	0,803	0,957	0,61

5. Încercările efectuate au avut drept obiect să pună în evidență, pentru combustibilii tip motorină, influența pe care o au limitele de distilare și compoziția chimică asupra tendinței acestora de a forma depuneri. Ca urmare s-au ales din diferite instalații de prelucrare fracțiuni de motorină care au fost supuse încercărilor. Astfel, în cadrul aceleiași instalații, fracțiunile aveau aproximativ aceeași compoziție chimică dar intervale de distilare diferite, iar probele luate de la diferite instalații au avut și compoziții chimice diferite.

S-a supus încercărilor și un tip de motorină provenită de la o instalație de cracare catalitică. De asemenea, s-au făcut încercări cu amestecuri de petrol și motorină. La începutul și la sfîrșitul seriei de experimentări s-au făcut determinări cu o motorină normală pentru a se verifica reproductibilitatea datelor care a fost găsită în intervalul erorilor posibile de măsură.

Toți combustibilii studiați au fost supuși unei analize conform STAS și în plus s-au făcut determinări de analiză structurală. Rezultatele sînt redate în tabela 1.

probelor încercate

ba nr.									
7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0,8245	0,8410	0,8686	0,8761	0,8491	0,8405	0,8442	0,8910	0,836	0,856
3,99	2,93	150,4	2,79	5,19	4,92	5,19	4,66	11,5	42
57	69	79	52	55	50	70	67	56	66
−23	0	−20	−18	0	−14	−16	+15	−35	−17
66,4	72,2	62,8	63,8	68,8	64,4	65,8	68,6		
58,9	59,6	44,6	43,1	53,7	53,5	53,2	41,5	57,8	54,6
176	190	206	210	204	195	205	223	186	223
90	61	62	64	61	85	76	29	97	40
96/321°	—	—	—	—	97/330°	96/314	61	—	98/342°
—	89	89	88	95	—	—	69	—	
1,31	1,47	1,55	1,52	1,49	1,32	1,38	2,0		
1,11	1,22	1,24	1,23	1,22	1,15	1,17	1,38		
				lipsă					
0,04	0,04	0,05	0,02	0,02	0,02	0,025	0,02	0,01	0,12
0,003	0,002	0,003	0,003	0,002	0,001	0,003	0,002	0,0016	0,0024
0,06	0,095	0,15	0,07	0,27	0,19	0,23	0,16		
14,0	14,0	18,0	12,0	19,0	19,0	19,0	36,0	15,0	15,0
27,0	23,0	35,0	49,0	24,0	25,0	24,0	6,0	42,0	37,0
59,0	63,0	47,0	39,0	57,0	56,0	57,0	58,0	43,0	48,0
1,4611	1,4700	1,4834	1,4820	1,4767	1,4716	1,4738	1,5098	1,4650	1,4754
189	247	218	219	224	203	208	243	168	203
0,96	1,31	1,59	1,34	1,26	1,32	1,53	1,29	1,21	1,478
0,313	0,39	0,48	0,33	0,46	0,46	0,483	1,06	0,306	0,376
0,647	0,92	1,11	1,81	0,86	1,85	1,05	0,25	0,904	1,102

Probele 1 şi 2 sînt recoltate de la rafinăria Ploieşti şi reprezintă respectiv o motorină de —15°C şi de —35°C prelucrate dintr-un ţiţei asfaltos.

Probele 3, 4 şi 5 sînt prelevate de la rafinăria Edeleanu şi reprezintă

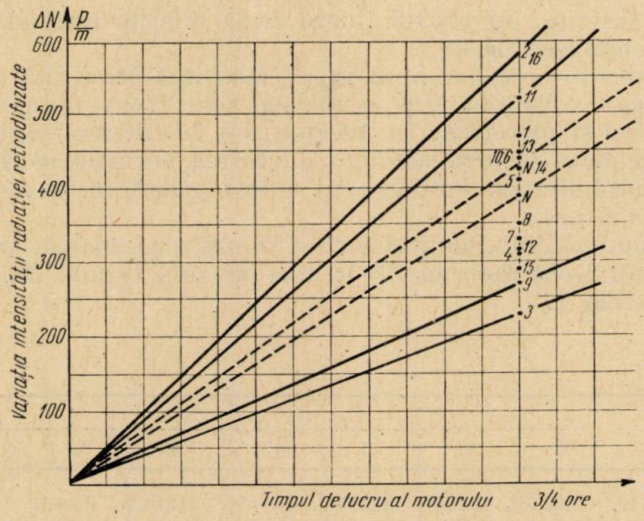


Fig. 12. — Diagramă comparativă a depunerilor realizate de motorinele studiate în timp de 3/4 de oră (pe ordonată s-a luat diferenţa radiaţiei retrodifuzate la dopul neacoperit şi la dopul acoperit); $\hat{N}$ — motorină normală; numerotarea probelor ca în tabela 1.

o motorină de —15° avînd însă unele un final ceva mai redus (proba 4); materia primă este un ţiţei parafinos.

Probele 6, 7 şi 8 sînt luate de la rafinăria Teleajen şi reprezintă motorine de +5° cu finaluri diferite (cel mai coborît fiind la proba 7).

De la rafinăria Brazi s-au prelevat două probe : 9 — motorină de alimentare la instalaţia de hidrofinare şi 10 — motorină hidrofinată.

De la rafinăria Dărmăneşti s-au obţinut probele 11, o motorină de +5°C, 12, o motorină de +5°C cu final de 330°C şi 13 o motorină de +5°C cu final de 350°C toate din ţiţei parafinos.

Proba 14 a fost prelevată de la rafinăria Oneşti şi reprezintă o motorină uşoară de cracare catalitică.

Probele 15 şi 16 reprezintă două fracţiuni de motorină prelevate la rafinăria Ploieşti dintr-un amestec de ţiţei neparafinos şi parafinos.

Analiza structurală arată o variaţie a compoziţiei pe cicluri între următoarele limite : carbonii legaţi în cicluri aromatice variază între

12% (proba 10) şi 20% (proba 3) la motorina de cracare atingînd 36%. Atomii de carbon legaţi în legături parafinice variază între 39% (proba 10) şi 63% (proba 8).

Rezultatul obţinut prin medierea a trei încercări de 3/4 de oră sînt redate în figura 12 în care pentru motive de reprezentare, s-a admis o

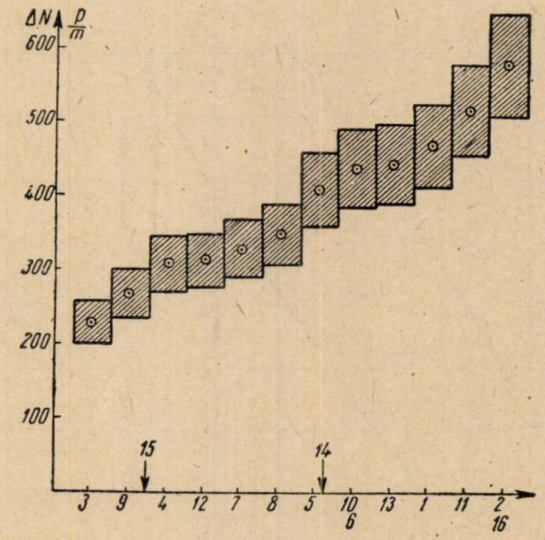


Fig. 13. — Reprezentarea datelor măsurate privitoare la depuneri cu cîmpul erorilor de măsură respective.

variaţie a depunerilor proporţională cu timpul. Pe aceeaşi diagramă sînt trasate punctat curbele a două încercări cu motorină normală (N) efectuate la începutul şi la sfîrşitul probelor. În figura 13, se reiau datele măsurate, trasîndu-se şi limita erorilor de 12%. Din studierea acestor date, rezultă că următoarele probe ar putea să fie apropiate prin interpretare, plaja erorilor de măsură probabile suprapunîndu-se :

— probele 3, 9 şi 15 ;
— probele 9, 4, 15, 12 şi 7 ;
— probele 4, 12, 7 şi 8 ;
— probele 7, 8 şi 5 ;
— probele 5, 10, 6, 14, 13 şi 1 ;
— probele 10, 6, 14, 13, 1 şi 11 ;
— probele 11, 2 şi 16.

Dacă se analizează aceste rezultate din punctul de vedere al temperaturii finalului de distilare se constată :

— motorinele 4, 12 şi 7 au acelaşi punct final 330°C ;

— motorinele 8 şi 5 au punctul final în jurul temperaturii de 344°C;
— motorinele 5, 10, 6 şi 13 au punctul final în jurul temperaturii de 350°C;
— motorinele 11 şi 2 au temperatura finală de distilare în jurul temperaturii de 350°C.

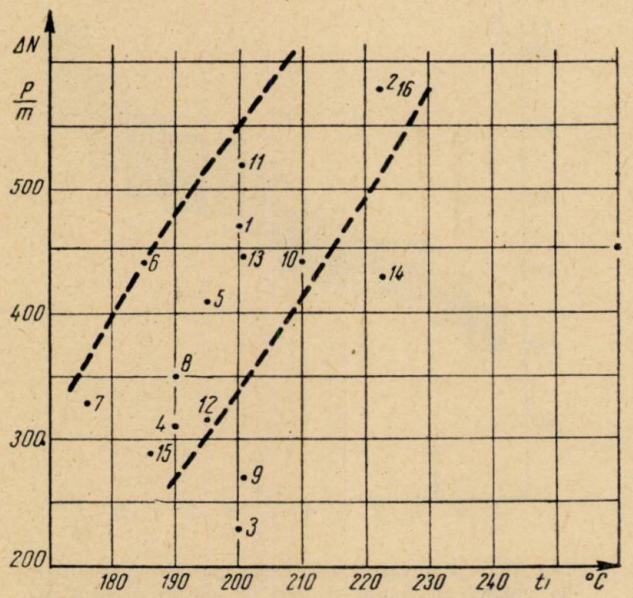


Fig. 14. — Influenţa temperaturii iniţiale de distilare asupra depunerilor.

Se observă deci că intensitatea depunerilor creşte dacă creşte temperatura finală de distilare. O anomalie prezintă probele 3 şi 9, care dau depuneri prea mici cu toată temperatura ridicată de distilare. Nu avem elemente pentru a interpreta aceste rezultate.

6. Se încearcă o interpretare mai complexă a rezultatelor obţinute. Pentru aceasta se prelucrează rezultatele obţinute în funcţie de temperatura iniţială de distilare (fig. 14).

Din această diagramă rezultă că micşorarea temperaturii iniţiale de distilare conduce la micşorarea depunerilor. Acest lucru apare şi din figura 15 în care se prezintă rezultatele obţinute cu amestecuri de motorină normală şi petrol care vor avea temperaturi de început de distilare mai scăzute; se observă că pe măsură ce creşte cantitatea de petrol scade cantitatea de calamină depusă, acest proces tinzînd însă spre un palier.

Literatura [5] citează frecvent faptul că prezenţa hidrocarburilor aromatice contribuie la mărirea cantităţii de depuneri. Ca urmare se prelucrează în continuare rezultatele ţinînd seama şi de acest factor.

În figura 16, se prezintă influența raportului dintre carbonii legați în lanțuri parafinice și cei legați în cicluri aromatice asupra cantității de calamină depusă.

În acest caz, rezultatele sînt mult mai grupate în afara motorinelor 7 și 8. Nu se poate exprima o variație clară a depunerilor în funcție de parametrul studiat, ceea ce s-ar putea explica prin aceea că motorinele

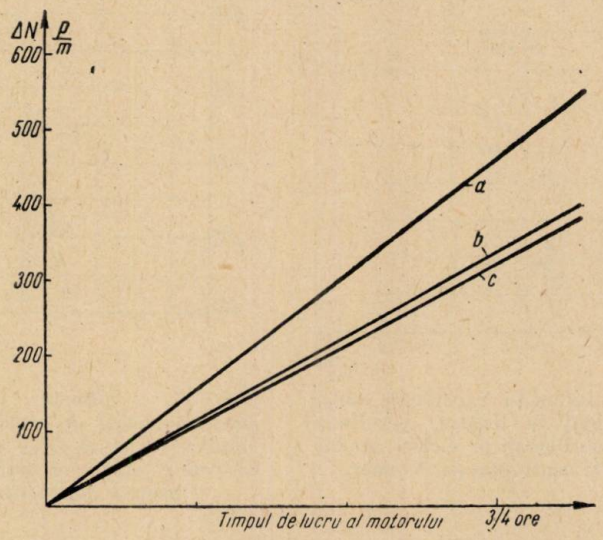


Fig. 15. — Mărimea depunerilor după o probă de 3/4 oră cu amestecuri de motorină și petrol: *a* — motorină normală; *b* — motorină cu 20% petrol; *c* — motorină cu 40% petrol.

sînt de compoziție destul de apropiată. Totuși, analizînd unele motorine apropiate, spre exemplu 4 cu 12 și 7 cu 8 care au respectiv aceeași cantitate de hidrocarburi aromatice se constată că tendința de depunere crește cu creșterea temperaturii inițiale și finale de distilare.

Față de probele analizate, se constată cantitatea importantă de depuneri pe care o dă motorina de cracare catalitică (proba 14).

În figura 17, se analizează influența factorului $\frac{R_T}{R_A}$ (raportul dintre ciclurile medii totale R_T și ciclurile medii aromatice R_A dintr-o moleculă) asupra depunerilor. În acest caz rezultatele sînt mult mai grupate, în afara probelor 7 și 8. Și în această reprezentare nu se poate exprima o variație clară în funcție de parametrul studiat, ca urmare a compoziției destul de apropiate a motorinelor. Totuși dacă se iau cîteva motorine avînd același raport $\frac{C_P}{C_A}$ probele 15, 5, 6 spre exemplu, se constată că depunerile cresc pe măsură ce conținutul în cicluri aromatice crește.

Se observă însă că şi în acest caz este pusă în relief tendinţa de creştere a depunerilor cu temperatura finală de distilare.

Considerîndu-se că este necesar să se pună în evidenţă, pe de o parte, cantitatea de fracţii grele în motorină şi, pe de altă parte, factorul chimic

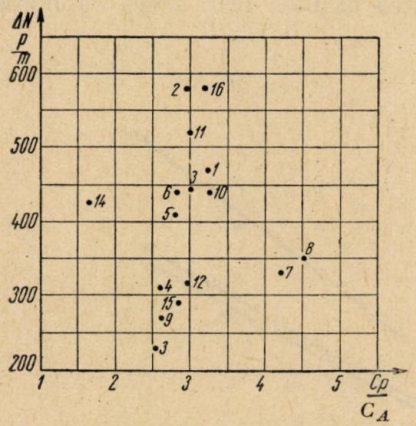


Fig. 16. — Influenţa raportului dintre carbonii legaţi în legături parafinice C_P şi carbonii legaţi în cicluri aromatice C_A şi cantitatea de depuneri.

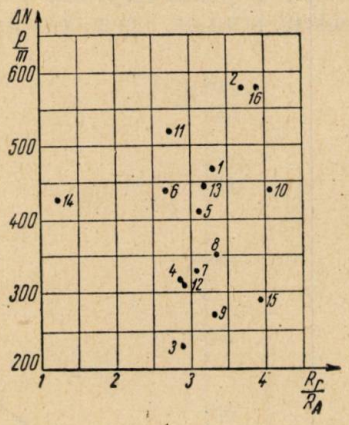


Fig. 17. — Influenţa raportului dintre numărul de cicluri medii dintr-o moleculă (R_T) şi cel al ciclurilor medii aromatice (R_A) asupra depunerilor.

adică modul în care sînt legaţi carbonii, s-a examinat şi influenţa pe care o are factorul $D_{20}\frac{C_A}{C_P}\frac{R_A}{R_T}$ asupra depunerilor. Deoarece D_{20} creşte cu cuantumul de fracţii grele şi cu acesta cresc depunerile şi cum la C_P = const., depunerile cresc cu cantitatea de carboni legaţi în cicluri aromatice, rezultă că depunerile vor trebui să crească cu mărimea $D_{20}\frac{C_A}{C_P}\frac{R_A}{R_T}$. Reprezentarea s-a făcut în figura 18 în care se remarcă o asemenea creştere, separată însă pe cîteva grupe, în cadrul fiecărei grupe caracteristică fiind temperatura de distilare ; spre exemplu : probele 1 şi 2 caracterizate de 17% carboni legaţi în cicluri aromatice şi de temperaturile iniţiale de distilare respectiv de 200 şi 222°C sau probele 11 şi 13 care au 19% carboni legaţi în cicluri aromatice, aceeaşi temperatură iniţială de distilare 205°C dar proba 11 cu o tendinţă mai mare de depunere are o temperatură de final de distilare de 360 faţă de 314°C la proba 13.

Pentru a se scoate în relief influenţa pe care o au temperaturile iniţiale şi finale de distilare, s-a pornit de la ipoteza că depunerile cresc cu cît raportul dintre temperaturile iniţială t_i şi temperatura finală t_f şi o temperatură de referinţă t_0 este mai mare şi cu cît, densitatea D_{20} este mai mare. De aceea s-au prelucrat datele obţinute în privinţa depunerilor

în diagrama din figura 19 în funcție de produsul $D_{20}\ t_i t_f$ (admițîndu-se că temperatura de referință $t_0 = 1°C$).

Diagrama obținută arată creșterea intensității depunerilor cu acest produs gruparea punctelor fiind mai bună. Din analiză s-au eliminat

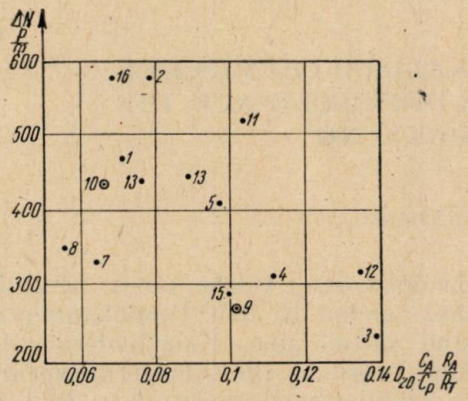


Fig. 18. — Influența produsului $D_{20}\frac{C_A}{C_P}\frac{R_A}{R_T}$ asupra depunerilor.

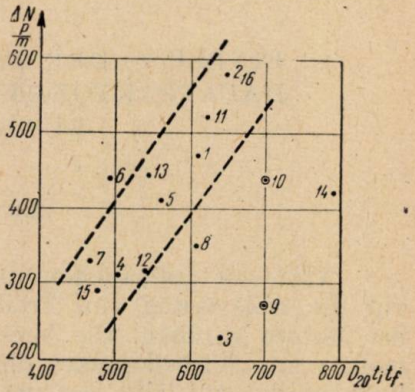


Fig. 19. — Influența produsului $D_{20}\ t_i\ t_f$ asupra depunerilor.

probele 9 și 10 de la instalația de hidrofinare, 9 — reprezentînd motorină de colectare și 10 — motorină hidrofinată cu altă structură, iar 14 de la cracarea catalitică datorită structurii chimice diferite. Se remarcă o depedență aproape liniară a tendinței la depunere cu produsul $D_{20}\ t_i t_f$.

7. În legătură cu materialul experimental prezentat se pot trage cîteva concluzii :

— factorii fizici ai combustibilului joacă un rol foarte important în caracterizarea tendinței la depunere ; astfel cu cît crește temperatura inițială și finală de distilare, combustibilul are o tendință mult mai mare la depunere. Acest lucru este de altfel amplu remarcat și în literatura de specialitate [6], [7];

— amestecurile de petrol și motorină dau depuneri mai reduse, efectul fiind mai evident pentru proporțiile reduse de petrol ;

— prezența hidrocarburilor aromatice influențează într-o oarecare măsură depunerile. Influența aceasta este destul de mică [8];

— pentru probele obișnuite de motorină se poate folosi comparativ produsul $D_{20}\ t_i t_f$ pentru a caracteriza tendința la depunere ; între două motorine de distilare primare cea care are acest produs mai mare va conduce la depuneri mai importante ;

— motorinele de cracare dau depuneri mari ceea ce se explică atît prin conținutul mare de hidrocarburi aromatice cît și prin temperatura inițială și finală de distilare ridicată ;

— faţă de diferenţele relativ mici remarcate între combustibili, trebuie să se considere că factorul motor joacă un rol foarte mare şi în consecinţă în exploatare va trebui să se dea o mare importanţă acestui factor.

EINFLUSS DER PHYSIKALISCH-CHEMISCHEN HAUPTFAKTOREN DER DIESELÖLE AUF DIE RUSSENTWICKLUNG

ZUSAMMENFASSUNG

Verfasser untersuchen eine Reihe Faktoren, welche einen Einfluß auf die Ablagerung von Treibstoffrückständen in den Brennkammern der Motore ausüben. Die Versuche sind mittels eines Einzylinderdieselmotors mit Wirbelkammer durchgeführt worden. Die Ablagerungsprüflinge wurden mit Hilfe von zwei in der gesonderten Brennkammer (Bild 2) vorgesehenen Stöpseln gewonnen, so daß triftige Gründe dafür bestehen, daß die Ablagerungen ausschließlich vom Dieselöl stammen. Die Ermittlung der Ablagerungsmenge erfolgt mittels einer für die Rückdiffusion der β-Strahlungen eingerichteten Anlage ; die Anlage selbst wird im Abschnitt 3 der Arbeit und im Schrifttum [4] beschrieben ; die Arbeitsmethode andererseits im Abschnitt 4 des Aufsatzes. Die außerordentliche Genauigkeit der Methode ermöglichte die Ermittlung der während 3/4 Std. abgelagerten Rückstände bei einem 12% nicht übersteigenden Fehler, was zum anderen ermöglichte, die Absatzschicht während ihrer Bildungsdauer zn studieren ; auf diese Weise ließe sich die Neigung zur Bildung von Rückständen der untersuchten Brennstoffe feststellen. Untersucht wurden 16 Dieselölproben, die sich voneinander unterschieden durch die zwischen 12% und 20% (ausnahmsweise 36%) schwankende und in aromatischen Cyklen gebundene Kohlenstoffmenge, durch die Destillations-Anfangstemperatur zwischen 176 und 223°C und durch die Destillationsendtemperatur zwischen 314 und 380°C. Die Versuche ergaben, daß von der Eigenart der geprobten Brennstoffe bedingt, die Ablagerungen unter dem Einfluß der Destillations-End- und Anfangstemperatur stehen ; je höher dieselben, desto mehr neigen die Dieselöle zur Bildung von Rückständen. Einen geringeren Einfluß übt die Menge der aromatischen Kohlenwasserstoffe aus. Was die aus der Primärdestillation stammenden Dieselöle anbelangt, kann angenommen werden, daß die Ablagerungen mit Hilfe des Produktes zwischen D_{20} (Dichte bei 20°C) t_i (Anfangstemperatur der Destillation) und t_f (Endtemperatur der Destillation beurteilt werden kann, wobei dieselben zunehmen, je größer das Produkt $D_{20}\ t_i t_f$ (Bild 19) wird. Starke Rückstände lassen sich bei katalytisch gekrackten Dieselölen feststellen.

BIBLIOGRAFIE

1. К. К. Папок, А. Б. Виппер, *Нагары, лаковые отложения и осадки в автомобильных двигателях.* Машгиз, Москва, 1956.
2. L. F. Dumont, *Possible mechanisms by which combustion chamber deposits accumulate and influence knock.* SAE Quart. Transact., *5*, 565 (1951).
3. I. D. Bartlesson, E. C. Hughes, *Combustion chamber deposits as related to carbon forming properties of motor oils.* Industrial and engineering chemistry, iulie, **45**, *7*, 1501—1508 (1953).
4. Al. Popescu, S. Faur, L. Teodorescu, *Determinarea grosimii depunerilor în camerele de ardere ale motoarelor termice folosind radiația β retrolmprăștiată.* Tehnica nucleară, 1963 (sub tipar).
5. V. Pimsner, C. A. Vasilescu, I. Spahiu, *Studiul influenței naturii chimice a combustibililor asupra procesului de ardere din turbomotoare.* St. cerc. energ., B **XII**, *1*, 37—51 (1962).
6. E. S. Starkman, A. G. Cataneo, S. H. Mc Allister, *Carbon formation in gas turbine combustion chambers.* Industrial and engineering chemistry, **43**, *12*, 2823—2826 (1951).
7. А. А. Гиреев, *Борьба с нагарообразованием в автомобильном двигателе.* Химия и технология топлив и масел, *4*, 58—63 (1959).
8. F. Kermarrec, F. Weissman, *Formation des dépôts dans les chambres des moteurs à allumage commandé. Méthode d'essais.* Revue de l'Institut Français du pétrole, **XIV**, *3*, 375—384 (1951).

VISCOZITATEA ZGURILOR DE CĂRBUNE. INFLUENȚA UNOR FACTORI

DE

S. SOLACOLU, membru corespondent al Academiei R.P.R.,
R. DINESCU, G. SINGER, V. BĂLAN și F. CROITORU

621.181.7

1. INTRODUCERE

Tendința de a se introduce cazane cu evacuare lichidă și focare ciclon în energetica mondială are ca urmare necesitatea cunoașterii comportării reologice a zgurii de cărbune la temperaturi înalte. Modul de variație a fluidității cu temperatura determină posibilitatea și modalitatea utilizării cărbunelui respectiv pentru focarele cu evacuare lichidă a zgurii.

De multe ori o zgură, chiar necorespunzătoare acestui fel de evacuare, poate să fie adoptată prin adăugarea unui fondant. Fondantul poate fi sau un cărbune cu o zgură cu altă caracteristică de curgere, sau o rocă minerală, care să conțină și ea elementul fondant. Problema influenței temperaturii asupra viscozității zgurilor unor ligniți din R.P.R. a fost abordată și într-o lucrare anterioară [1].

2. SCOPUL LUCRĂRII

Obiectul lucrării a fost de a examina posibilitatea aplicării relațiilor — cunoscute din literatură — între compoziția și viscozitatea zgurilor la diverse temperaturi, atunci cînd zgura nu este perfect afinată — degazificată. —

Acest caz este frecvent întîlnit în focarele cu evacuarea lichidă a zgurii, în zonele de formare a zgurii. În focar particula de praf se încălzește aproape instantaneu, corespunzător unei viteze de încălzire de circa 10^6 °C/minut; din acest motiv în particulele de topitură de zgură ce se formează în spațiul focarului mai sînt unele cantități de gaze [2]; cu

timpul, în cursul drumului parcurs în focar, spuma de zgură pierde faza gazoasă, ajungînd un lichid pur.

Din literatură se cunosc 2 metode principale de corelare a compoziţiei zgurilor cu proprietăţile lor reologice ; acestea sînt : metoda raportului de siliciu şi metoda raportului bază-acid. Dintre acestea, a fost urmărită utilizarea metodei bază-acid propusă de Sage şi Mc Ilroy [3]. În acest procedeu compoziţia zgurii este exprimată ca raportul R_B între oxizii bazici şi cei acizi :

$$R_B = \frac{\%Fe_2O_3^* + \%CaO + \%MgO + \%Na_2O + \%K_2O}{\%SiO_2 + \%Al_2O_3}$$

în care

$$\%Fe_2O_3^* = \%Fe_2O_3 + 1{,}11\,\%FeO + 1{,}43\,\%Fe.$$

Se consideră de asemeni că viscozitatea este funcţie de temperatura după relaţia

$$\log \eta = A + \frac{B}{T}.$$

Pe baza acestor premise sus-numiţii autori au trasat grafic relaţiile : temperatură-compoziţie chimică (exprimată ca R_B) pentru o serie de viscozităţi constante şi au alcătuit pentru aceste viscozităţi constante şi diagrame de corecţie pentru procentajul feric

$$R_F = \frac{Fe_2O_3^*}{\%Fe_2O_3 + \%1{,}11\,FeO + \%1{,}43\,Fe}.$$

În nici una din metodele arătate, nu se ia în considerare factorul important — care apare în cursul exploatării focarelor — al eterogenităţii topiturii de zgură prin incluziunile de bule de gaze.

Gradul de eterogenitate — de spumare — al topiturii poate fi pus în corelaţie cu greutatea specifică aparentă (γ_a) şi în lucrarea de faţă a fost definit ca raportul E_γ din relaţia :

$$E_\gamma = \frac{\gamma_a}{\gamma}$$

unde γ = greutatea specifică absolută a zgurii — complet degazificată.

Lucrările efectuate au urmărit elaborarea relaţiilor dintre compoziţia zgurilor, viscozitatea, temperatura exprimate după metoda Sage-Mc. Ilroy — şi gradul de spumare definit ca mai sus.

Determinările experimentale au fost efectuate pe baza cenuşilor următorilor cărbuni : Cornitel, Valea Neagră, Ipu, Sărmăşag şi Voivozi ; analiza cenuşilor este redată în tabela 1. Aceşti cărbuni pot fi consideraţi reprezentativi pentru cenuşile ligniţilor din bazinul Ardealul de Nord. S-a investigat domeniul de compoziţie corespunzînd raportului R_B între oxizii bazici şi acizi $R_B = 0{,}3 \div 0{,}8$. Între aceste limite se cuprind majoritatea cenuşilor ligniţilor din ţară. În afară de reologia zgurilor fără

adaose, a mai fost determinată și viscozitatea zgurilor cu adaosuri de calcar, în vederea acoperirii întregului interval de compoziții și pentru a realiza o fluidificare zgurilor foarte vîscoase.

Tabela 1

Analiza chimică a cenușilor

		SiO_2	AlO_2	FeO_3	FeO	CaO	MgO	SO_3	Na_2O	K_2O
1	Cenușă Cornițel A	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	1,77	3,06
2	„ Cornițel B	45,42	23,29	13,00	0,72	5,67	1,76	5,84	1,66	2,64
3	„ V. Neagră	49,42	17,39	7,72	0,58	9,30	2,31	6,50	3,74	2,14
4	„ Sărmășag	41,28	15,90	15,75	0,86	9,18	3,30	10,21	1,40	2,12
5	„ Voivozi	36,40	18,18	16,52	0,72	10,29	3,22	10,15	2,54	1,95

Adaosurile de calcar au fost practicate în limitele economic admisibile de max 15% din greutatea cenușii, adică de cca 3—4% din greutatea combustibilului. Numai pentru a se putea trage unele concluzii de ordin teoretic, s-a depășit o dată această limită atingîndu-se însă valori de viscozitate mult mai mici decît cele limită indicate pentru evacuarea lichidă.

3. METODICA DE LUCRU

Aparatajul folosit a fost un viscozimetru oscilant montat pe un cuptor Tamman. Viscozimetrul oscilant a fost cu corp scufundat cilindric și cu tije, confecționat din platină aliată cu 5% iridiu; firul torsional a fost din Wolfram și a avut diametrul de 0,8 mm și lungimea de circa 320 mm. Calcularea viscozității s-a făcut ca și în [1] unde metodica este descrisă mai pe larg. Determinarea viscozității se face în Poise; valorile indicate în diagrame nu reprezintă cifre absolute, ci valori ce pot fi corectate cu factorul k, corespunzător aparaturii utilizate în lucrare. Se menționează că viscozitatea se calculează cu ajutorul lui γ_a greutatea specifică aparentă, determinată pentru fiecare temperatură la care s-a făcut măsurătoarea reologică.

Determinarea lui γ s-a efectuat măsurînd volumul din creuzet la diferite temperaturi, începînd de la 1300°C și raportînd greutatea cenușii pusă — în creuzet — minus conținutul de sulf la acest volum. Corecția de greutate pentru sulf a zgurii este fondată prin aceea că acest element se găsește cel mai frecvent sub forma de sulfură sau sulfat, a căror temperaturi maxime de disociere variază pînă la respectiv 1300—1350°C. Gradul de spumare al zgurii — a fost calculat din raportul $E_\gamma = \frac{\gamma_a}{\gamma}$ în care γ este greutatea specifică a zgurii complet degazificată determinată în laborator pe sticla de zgură respectivă, — din care s-a scăzut în conformitate cu [4] cca. 8,5% pentru a se obține $\dot{\gamma}$ la temperatura ridicată.

4. REZULTATE

Datele experimentale obţinute au permis trasarea curbelor viscozitate-temperatură — prezentate în figura 1; în dreptul fiecărei curbe este trecută şi greutatea specifică aparentă γ_a a zgurii. Pentru compararea rezultatelor în diagrama η-t din figura 1 se prezintă viscozităţile corectate pentru procentajul feric de 20%. Pentru aceasta s-au folosit diagramele de corecţie din [3].

În tabela 2 se prezintă analizele zgurilor.

Tabela 2

Analiza chimică a zgurilor şi a zgurilor cu fondant

Nr. crt.	Denumirea materialului	R_B	R_S	SiO_2 %	Al_2O_3 %	Fe_2O_3 %	FeO %	CaO %	MgO %	SO_3 %	Na_2O %	K_2O %
1	Zgură Corniţel A	0,332	2,08	50,03	24,04	7,35	4,23	6,84	1,31	1,04	2,62	2,76
2	Zgură Corniţel B	0,296	2,11	51,10	24,50	5,80	4,07	6,60	1,40	0,70	2,50	2,80
3	Zgură Corniţel cu fondant	0,74	2,00	38,32	19,14	1,80	7,10	27,32	1,92	0,80	1,50	2,10
4	Zgură Corniţel cu fondant	0,37	1,41	42,70	30,37	6,45	3,98	10,60	1,92	0,34	1,60	2,04
5	Zgură Valea Neagră	0,33	2,83	55,02	19,52	6,01	1,61	10,10	3,02	1,21	2,14	1,40
6	Zgură Valea Neagră cu fondant	0,73	3,10	43,20	14,00	5,45	2,30	29,21	2,00	1,50	1,38	0,98
7	Zgură V. Neagră cu fondant	0,41	2,04	47,64	23,38	4,94	2,95	15,12	2,24	0,41	1,32	2,00
8	Zgură Sărmăşag A	0,50	1,90	43,71	22,79	4,96	10,20	9,66	3,28	0,86	2,14	2,40
9	Zgură Sărmăşag B	0,49	1,92	44,17	23,00	2,40	11,60	9,75	3,42	1,20	2,74	1,72
10	Zgură Sărmăşag cu fondant	0,58	1,40	36,90	25,80	10,50	3,94	15,40	3,54	—	1,35	1,76
11	Zgură Voevozi	0,63	1,66	38,18	23,00	6,70	12,05	10,50	3,20	1,81	3,00	1,56
12	Zgură Voievozi cu fondant	0,64	1,14	32,80	28,62	11,30	6,20	14,20	3,92	0,17	1,38	1,41

$$R_B = \frac{\%\ Fe_2O_3 + \%\ CaO + \%\ MgO + \%\ K_2O + \%\ Na_2O}{\%\ SiO_2 + \%\ Al_2O_2}; \quad R_S = \frac{\%\ SiO_2}{\%\ Al_2O_2}$$

4.1. Compoziţia chimică

După cum rezultă din tabela 2, compoziţia zgurilor fără calcar arată disocierea sulfaţilor din cenuşă în timpul topirii. În zguri conţinutul de SO_3 este între 0,7—1,8%. Zgurile au în unele cazuri un conţinut de SiO_2 mai redus cu 2—3%, iar cel de Al_2O_3 crescut cu 3—6% faţă de cel al cenuşilor. Variaţiile acestea sînt observate şi de unii autori [2]. Scăderea conţinutului de SiO_2 la temperaturi înalte este atribuită volatilizării SiO format din reducerea SiO_2 la temperatura înaltă, după reacţie $2\ SiO_2 \rightarrow 2\ SiO + O_2$. Conţinutul de fier este de valori medii, ca şi cel de oxizi alcalini şi alcalino-pămîntoşi. Din acest motiv influenţa gradului de reducere al ionilor de fier are numai o mică importanţă. Tot din această cauză probabil, temperatura critică de transformare a zgurilor lichide după [5] nu apare pe curbele $\eta = f(t)$ determinate.

4.2. Greutatea specifică aparentă

Greutatea specifică aparentă variază cu temperatura în timpul determinărilor. Punerea în evidență a factorului γ_a se face prin raportarea lui la γ, respectiv introducînd E_γ. La zguri nedegazificate E_γ are valori mult subunitare, și aceasta este cazul majorității zgurilor în cursul procesului de încălzire (pînă la cca. 1600°). Astfel de exemplu zgura cenușii de Sărmășag B are 1430° $\gamma_a = 1{,}297$ g/cm³ $E_\gamma = 0{,}49$, la 1525°C $\gamma_a = 1{,}746$ g/cm³, $E_\gamma = 0{,}67$; funcție de durata de încălzire γ_a crește spre sfîrșitul perioadei de încălzire cînd gazele au fost aproape în întregime eliminate și se apropie de 1 (pentru exemplul de mai sus 1575° $\gamma_a = 1{,}882$ g/cm³ $E_\gamma = 0{,}73$) atingînd apoi valoarea 1.

4.3. Relația viscozitate-temperatură

Datele experimentale obținute din studiul de față arată că alura curbelor $\eta - t$ este apropiată de cea dată de Sage și Mc. Ilroy. Acest fapt a permis extrapolarea curbelor cu viscozități mici la $\eta = 50$ P și 100 P, în unele cazuri la 250 P.

Temperaturile corespunzătoare acestor viscozități sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Temperatura corespunzătoare la 50, 100, 250 și 500 Poise corectate pentru 20% procentaj feric

Zgura din	R_b	E_γ	Temperatura corespunzătoare la			
			50 P	100 P	250 P	500 P
Cenușa Cornițel B	0,296	1	1 295	1 265		
Cenușa Cornițel A	0,337	0,4	1 690	1 625	1 545	1 510
Cenușa Cornițel + adaos	0,370	1	1 250			
Cenușa Cornițel + adaos	0,739	0,84	1 205			
Idem	0,739	1	1 145			
Cenușă V. Neagră + adaos	0,406	0,50	1 255	1 195		
Idem	0,406	0,63	1 225	1 190		
Cenușă V. Neagră + adaos	0,726	0,50	1 350	1 305		
Idem	0,726	0,80	1 215	1 195		
Cenușă Sărmășag B	0,490	0,50	1 425			
Idem	0,490	1	1 175	1 160		
Cenușă Sărmășag A	0,504	0,30	1 640	1 565	1 500	1 470
Cenușă Sărmășag + adaos	0,58	0,60	1 350			
Idem	0,58	0,70	1 325	1 275		
Cenușă Voevozi + adaos	0,63	0,30			1 450	1 425
Idem	0,63	0,33	1 490	1 440		
Idem	0,63	0,38	1 450			
Idem	0,63	0,55	1 360	1 355		

4.4. Relația viscozitate-greutate specifică aparentă

Poziția curbelor de viscozitate în diagrama $\eta = f(t)$ arată eșalonarea regulată a curbelor de viscozitate ale fiecărei zguri cu greutatea specifică aparentă (γ_a) descrescătoare, spre domeniul temperaturilor și

viscozităților ridicate. Se prezintă numai un singur exemplu : zgura cenușii de Corniței + adaos ($R_B = 0{,}739$) are în cazul lui $\gamma_a = 2{,}58$ g/cm³

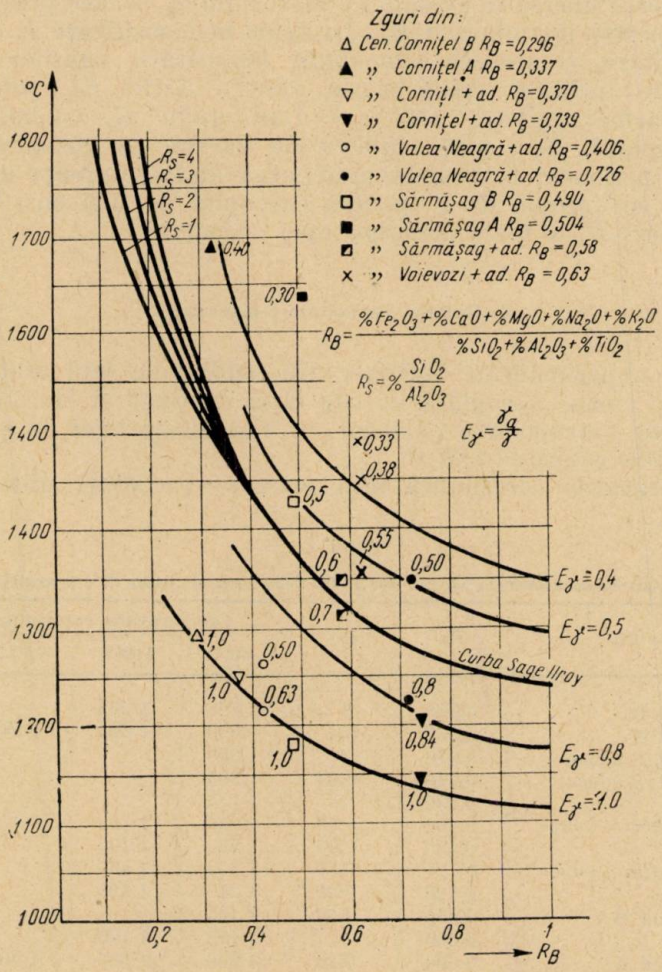


Fig. 2. — Temperaturile corespunzătoare viscozității de 50 *P* pentru diferite grade de spumare.

viscozitatea de 50 *P* la 1145°C, iar pentru $\gamma_a = 2{,}11$ g/cm³ aceeași viscozitate se obține la 1205°C.

Acest fapt arată că la examinarea viscozității unei topituri este imperios necesar a se lua în considerare greutatea specifică aparentă corespunzătoare, care apare ca un parametru de bază, influențînd comportarea reologică a zgurilor.

4.5. Relația viscozitate-compoziție chimică-temperatură-greutate specifică

Expresia corelînd aceste mărimi a fost pusă sub forma grafică în coordonatele : temperatura °C — compoziție chimică R_B ; viscozitatea η și greutatea specifică aparentă sub forma E_γ figurînd ca parametri.

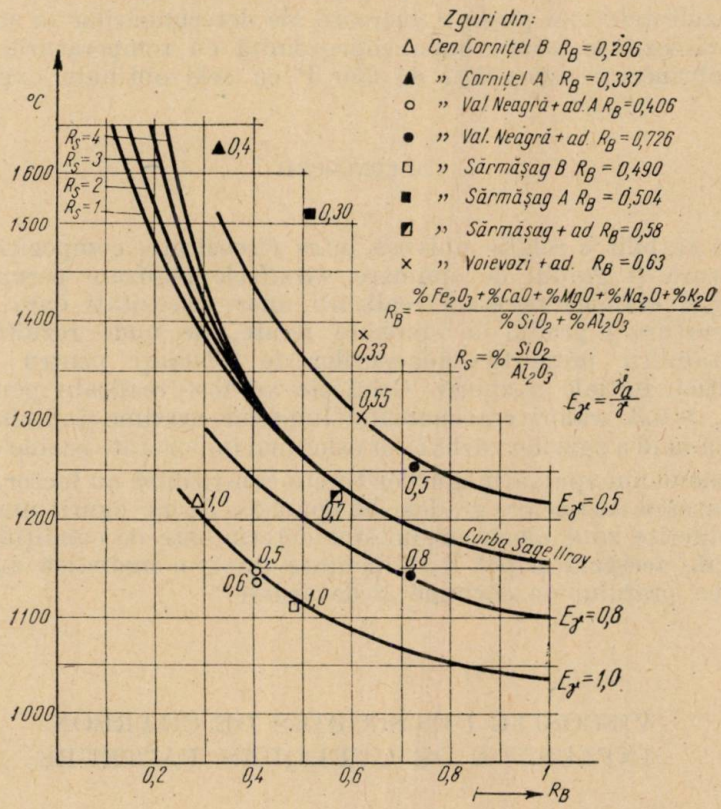


Fig. 3. — Temperaturile corespunzătoare viscozității de 100 P pentru diferite grade de spumare.

Reprezentarea grafică a rezultatelor obținute a permis să se găsească că o dată cu creșterea gradului de spumare, crește în același mod viscozitatea zgurilor, indiferent de compoziția chimică și anume la reducerea lui γ_a la jumătate ($E_\gamma = 0,5$) temperatura necesară atingerii viscozității de 50 respectiv 100 P crește cu $\simeq$ 140°C. Examinarea abaterilor temperaturilor diferitelor zguri de la această regulă, cu o singură excepție a zgurii de la Valea-Neagră cu adaos de calcar ($R_B = 0,406$), reiese din figură că este neglijabilă.

Forma curbelor temperatură-compoziție chimică pentru diferiți γ_a resp E_γ este în perfectă corespondență cu diagramele Sage-Mc Ilroy,

ceea ce arată posibilitatea aplicării acestor relații și pentru zguri spumate, după efectuarea corecției pentru E_γ corespunzător și a factorului de aparatură k.

Faptul că influența gradului de spumare se manifestă în aceeași măsură asupra temperaturilor atît la 50 P cît și la 100 P, permite extrapolarea curbelor E_γ pentru diagrame cu alte viscozități.

Rezultatele mai puțin numeroase ale determinărilor în acest domeniu de viscozitate, arată buna concordanță cu temperaturile calculate pentru obținerea viscozității de 250 P cu cele obținute experimental.

5. CONCLUZII

S-a stabilit o relație univocă între viscozitate, compoziție chimică, temperatură și gradul de spumare. Graficele realizate permit calculul compoziției chimice necesare realizării unor viscozități date a zgurilor la temperatura și gradul de spumare fixate, de unde rezultă posibilitatea stabilirii proporției adaosurilor de fondanți pentru corectarea compoziției inițiale a zgurii. Graficele au fost realizate pentru limite $0{,}8 > R_B > 0{,}3$, valori corespunzînd limitelor maxime și minime a raportului bază-acid a zgurilor cărbunilor celor mai importante bazine din R.P.R.

Fenomenul spumării zgurilor topite constituind un factor important în exploatarea cazanelor, gradele de spumare E_γ ale zgurii unui cărbune dat, în diferite zone ale focarului sînt determinate de condițiile de funcționare ale acestuia și pot fi influențate printr-o metodică adecvată de pregătirea prafului de cărbune și de ardere.

VISCOSITÉ DES SCORIES DE CHARBON. INFLUENCE DE QUELQUES FACTEURS

RÉSUMÉ

Les auteurs ont déterminé la viscosité de plusieurs scories de cendre, avec ou sans fondant (calcaire) dans le domaine de la composition chimique exprimée par le rapport oxydes basiques — oxydes acides $R_B = 0{,}3 - 0{,}8$. Ils ont fait ressortir un facteur apparaissant au cours de l'exploitation des foyers et influençant la viscosité, à savoir le degré d'écume de la fonte. Ce degré est défini par la relation $E_\gamma = \frac{\gamma_a}{\gamma}$, où γ_a désigne le poids spécifique apparent, à la température respective de la scorie, et γ le poids spécifique de la scorie complètement dégazée.

Le paramètre mis en évidence, qui est le degré d'écume, intervient dans la relation viscosité — composition chimique — température des scories de cendre. Le travail contient des graphiques de viscosité, comprenant aussi le degré de production d'écume.

BIBLIOGRAFIE

1. G. SINGER, *Studiul viscozității unor zguri de cărbune din R.P.R.*, St. cerc. energ., **XII**—B, *1*, 81—93 (1962).
2. R. DOLEZAL, *Grosskesselfeuerungen*. Springer Verlag, Berlin Göttingen, Heidelberg, 1961.
3. W. L. SAGE, J. B. MC ILROY, *Relationship of coal-ash viscosity to chemical composition*. Trans. ASME, Series A Journ. Eng. for Power, **82**, *2*, 145—155 (1960).
4. W. EITEL, *The physical chemistry of the silicates*. The University of Chicago Press, Chicago-Illinois, 1954.
5. R. DOLEZAL, *Schmelzfeuerungen*. VEB. Verlag Technik-Berlin, 1954.

DESULFURAREA CĂRBUNILOR NEAGLUTINANȚI ȘI SLAB AGLUTINANȚI DIN VALEA JIULUI PRIN PROCEDEUL TERMOMAGNETIC

DE

CORNELIA IONESCU, I. NISTOR, C. DOBOȘ și I. HRISTESCU

662.743

Procedeul termomagnetic pentru desulfurarea cărbunilor este relativ nou și încă puțin studiat. El se bazează pe utilizarea proprietăților magnetice căpătate de stratele superficiale ale grăunților de pirită și ale concrescențelor piritei cu sterilul și cărbunele, la prelucrarea termică cu agent oxidant. Se creează astfel posibilitatea îndepărtării din cărbune a incluziunilor minerale, bogate în sulf, pe calea separării magnetice.

Cărbunele inițial tratat termic se separă în două produse :

a) concentrat, cu un conținut redus de cenușă și sulf ;

b) reziduu, cu un conținut ridicat de componenți minerali.

După cum se observă, în noua metodă, separarea cărbunilor în componenți nu se face după parametri indirecți, cum ar fi de exemplu greutatea specifică, forma granulelor etc. ci este determinată de un component chimic, format în urma tratamentului termic oxidativ [1].

Astfel la suprafața granulelor de pirită și a concrescențelor ei cu sterilul și cărbunele, au loc transformări topochimice, de primă fază, în urma cărora se formează pelicule oxidice de magnetit și hematită sau chiar sulfat feric. De asemenea, pe seama disocierii sulfului sub acțiunea temperaturii, este posibilă formarea compușilor de tipul pirotinei — $FeSn$ $(1 < n < 2)$ [2].

Literatura menționează că și sulfații de fier au susceptibilitate magnetică, ceea ce ar asigura utilizarea cu succes a metodei.

Procesele de oxidare ale piritei, pot să decurgă după una din ecuațiile :

$$2\,FeS_2 + 5O_2 \rightarrow 2FeO + 4SO_2$$
$$3\,FeS_2 + 8O_2 \rightarrow Fe_3O_4 + 6SO_2$$
$$4\,FeS_2 + 11O_2 \rightarrow 2Fe_2O_3 + 8SO_2$$

iar în prezența vaporilor de apă, are loc probabil procesul de oxidare, cu formare de sulfat feros, după ecuația :

$$2FeS_2 + 7O_2 + 2H_2O \rightarrow 2FeSO_4 + 2H_2SO_4$$

care în mediu oxidant, trece în sulfat feric.

Transformarea topochimică a piritei decurge în două etape :

1 — apariția centrilor de transformare, la granița fazelor, pe muchii și pe colțurile particulei și,

2 — propagarea transformării pe suprafața și în interiorul granulelor.

Prima etapă se realizează în timpul cel mai scurt, viteza de reacție *1* fiind determinată prin ecuația

$$\frac{dv}{dt} = \frac{2\pi a \lambda t^3}{R} = K' t^3.$$

în care

a — probabilitatea apariției centrelor de transformare pe unitatea de suprafață, în unitatea de timp ;

λ — viteza liniară de propagare a frontului reacției ;

t — intervalul de timp ;

R — distanța de la centrul format pe suprafață, la centrul particulei.

Deoarece s-a demonstrat prin experimentări că K' — constanta vitezei de reacție a apariției centrelor — este influențată de introducerea aburului la aplicarea metodei termomagnetice, vaporii de apă au fost utilizați ca factor care accelerează formarea la suprafață a compușilor oxigenați și sulfatici ai fierului, care au susceptibilitate magnetică [1].

Esența fizică a metodei termomagnetice pentru desulfurarea cărbunilor, permite a ne limita numai la formarea cantității minime necesare de centre, al căror număr este suficient pentru a conferi particulei susceptibilitate magnetică.

Durata scurtă a procesului de oxidare, face ca acesta să decurgă numai la suprafață, iar viteza ridicată a procesului chimic și temperatura relativ joasă, nu conduc la gazeificarea cărbunelui.

Experimentările cu caracter preliminar efectuate în U.R.S.S. [1], pe cărbuni din Donbas, marca T, PS și K au condus la concluzia eficienței ridicate a metodei termomagnetice de înnobilare a cărbunilor, care bineînțeles depinde de proprietățile particulare ale cărbunilor (conținutul de sulf piritic și sulfat, dimensiunile incluziunilor, cantitatea de substanță minerală etc.). Prin experimentări într-o cameră turbionară, cu agent aer-aburi, la temperaturi de 320—360°C și un timp de reacție egal cu 15—30 secunde, s-a obținut 80—85% concentrat, cu o reducere a sulfului de circa 0,8% absolute și 5% absolute reducere a cenușii.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

Încercările efectuate în fază laborator cu cărbune neaglutinant PALV special spălat, 0—10 mm au urmărit determinarea eficacității metodei termomagnetice pentru acești cărbuni și stabilirea parametrilor tehnologici optimi ai procedeului.

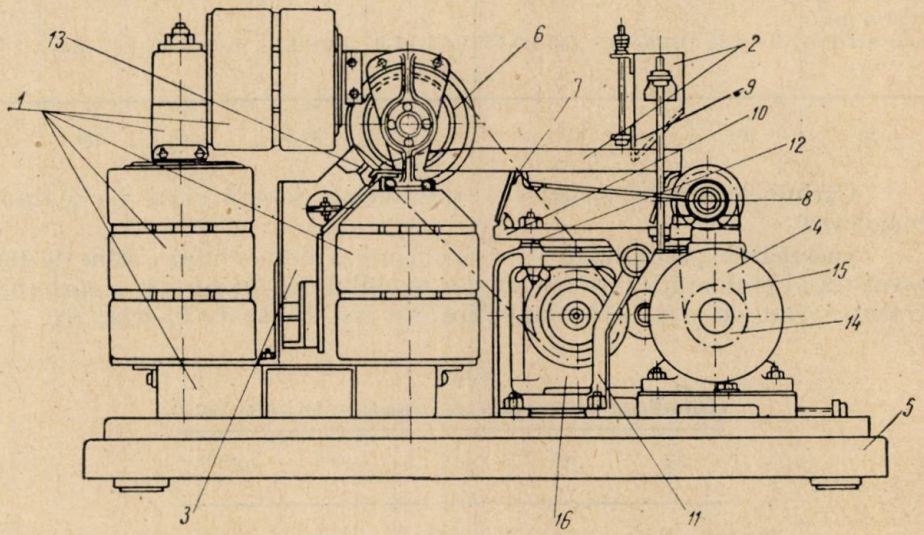


Fig. 1. — Schema separatorului electromagnetic de laborator.

1 — sistemul electromagnetic; *2* — alimentator cu jghiab; *3* — receptor; *4* — transmisia; *5* — cadrul; *6* — rola; *7* — arcuri plate; *8* — mecanism cu excentru și bilă; *9* — clapetă registru; *10* — arcuri; *11* — montanți; *12* — dispozitiv de reglaj; *13* — registrul mobil; *14* — cuplaj elastic; *15* = curea rotundă de cauciuc; *16* — transmisia de la reductor.

Pentru prelucrarea termică oxidativă s-a utilizat tehnica fluidizării [3] iar separarea magnetică s-a realizat într-un separator electromagnetic de laborator cu o singură rolă 138 B Se cu intensitatea cîmpului variabilă, cuprinsă între 9 500—12 000 Oë (fig. 1).

În condițiile experiențelor s-a lucrat cu o intensitate de 6 A corespunzătoare unui cîmp magnetic de 10 500—11 000 Oë.

Cărbunii PALV au fost măcinați în laborator sub 2,5 mm.

Compoziția granulometrică a probelor de lucru este redată în tabela 1 iar caracteristicile chimico-tehnice în tabela 2. Deoarece experimentările au necesitat o cantitate mare de cărbuni, datele prezentate în tabelele 1 și 2, reprezintă valori medii ale cîtorva probe analizate pe parcurs.

Înainte de efectuarea prelucrării termice s-a încercat separarea magnetică a cărbunelui brut (I) și pentru comparație s-au folosit cărbuni PALV cu procente de cenușă diferite. Rezultatele sînt redate în tabela 3.

Se observă că reziduul magnetic (M) obținut la separare crește paralel cu creșterea procentului de steril din cărbuni. De asemenea, procentul

de sulf din fracţia magnetică este mai mic decît în concentratul nemagnetic (*NM*) deoarece pirita, neprezentînd proprietăţi magnetice, rămîne în majoritate în fracţiunea nemagnetică.

Tabela 1

Compoziţia granulometrică a cărbunelui de PALV special spălat

Clasa granulometrică mm	0—0,25	0,25—0,5	0,5—0,75	0,75—1,0	1,0—1,5	1,5—2,0	2,0—2,5	> 2,5
%	10	8	12	14,9	27,5	21,0	5,5	1,1

Cărbunele special spălat netratat termic separă circa 3,5% fracţie magnetică.

Încercările preliminare pentru obţinerea domeniului optim de temperatură al prelucrării termice cît şi a modului de comportare a cărbunilor trataţi termic la separarea magnetică, au fost efectuate în strat fix.

Tabela 2

Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunelui PALV (special spălat)

%	W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}
	3,7	8,10	40,85	2,42

Tabela 3

Separarea magnetică a cărbunelui PALV netratat termic în funcţie de procentul de substanţă minerală

Nr. crt.	Cărbune	W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	Fracţia	Fracţia magnetică %
1	PALV — special 0—2,5 mm	3,2	8,46	40,60	2,37	I	
		2,93	7,78	40,51	2,39	NM	
		2,59	27,10	38,30	1,64	M	3,5
2	PALV — spălat C.F.R. 0—2,5 mm	3,45	13,82	40,30	2,61	I	
		4,01	12,00	40,50	2,54	NM	
		2,13	52,20	28,35	1,34	M	6,35
3	PALV — brut 0—2,5 mm	3,17	25,10	37,50	2,23	I	
		3,36	22,70	36,10	2,40	NM	
		2,47	68,10	22,23	1,08	M	12,0

S-a utilizat retorta de semicocsificare Fischer-Schrader, în care s-au încălzit cu alura de 8—10°C/min. probe de cîte 50 g cărbune la temperaturi cuprinse între 300—500°C. Rezultatele obţinute în urma separării magnetice sînt redate în tabela 4.

Din această tabelă se constată că fracția magnetică crește pe măsura creșterii temperaturii de încălzire a cărbunelui ajungînd la 500°C să se obțină o separare de 68%.

Tabela 4

Separări magnetice funcție de temperatură. Tratamentul cărbunelui în pat fix (Fischer-Schrader)

Nr. crt.	Proba	Temp. °C	W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	Fracția magnetică %
1	PALV — special	Netratat	3,17	8,46	40,60	2,37	
	NM	termic	2,93	7,78	40,51	2,38	
	M		2,59	27,10	38,30	1,64	3,5
2	PALV — neseparat		1,48	8,38	40,00	2,29	
	NM	300	1,40	7,43	39,00	2,34	
	M		1,50	27,70	26,02	2,26	3,6
3	PALV — neseparat		1,02	8,20	38,0	2,34	
	NM	350	0,94	7,25	39,90	2,34	
	M		—	22,95	—	2,03	3,57
4	PALV — neseparat		1,08	10,14	27,80	2,26	
	NM	400	1,35	7,27	27,20	1,29	
	M		1,21	16,32	27,41	4,84	25,3
5	PALV — neseparat		1,71	11,63	20,40	2,24	
	NM	450	1,77	7,92	19,19	1,26	
	M		1,83	13,56	18,20	3,54	49
6	PALV — neseparat		1,90	11,82	15,86	2,08	
	NM	500	2,06	8,30	15,40	0,81	
	M		2,07	13,66	17,83	2,68	68

Deoarece proba tratată la 400°C prezintă caracteristicile cele mai interesante din punctul de vedere al concentratului nemagnetic obținut — procent redus de sulf — dar are un conținut puțin cam scăzut de materii volatile, s-au continuat aceste încercări în pat fix în domeniul de temperatură cuprins între 350—400°C. Rezultatele obținute arată că temperatura optimă este de circa 390°C, în care caz se obține un concentrat cu circa 1,78 St^{anh} la o separare de circa 14% fracție magnetică. De asemenea, procentul de cenușă din concentrat scade la 7,3%.

Experimentările în pat fluidizat au fost efectuate într-o instalație de laborator cu mers discontinuu în care reactorul (fluidizorul propriu-zis) cu Ø int. = 100 mm și înălțimea de circa 500 mm era prevăzut cu încălzire electrică reglabilă cu ajutorul unui regulator automat.

Temperatura în strat s-a măsurat cu un termocuplu Fe-Constantan.

Agentul de fluidizare era preîncălzit înainte de intrarea în reactor, într-o serpentină încălzită cu gaz.

S-a lucrat cu probe de 200 g cărbune.

Ca urmare a acestor experiențe s-au stabilit condițiile fundamentale de lucru și anume :

— agentul de fluidizare — 20% aer, 10% abur, 70% azot,
— temperatura de reacție — 345—350°C
— timpul de fluidizare — 5 min,
— viteza de fluidizare — 40 cm/s,
— granulația cărbunelui — 0—2,5 mm,
— temperatura agentului > 300°C.

Referitor la compoziția agentului de fluidizare s-a observat că amestecul aer-abur-azot dă rezultatele cele mai bune în condițiile lucrului cu cărbune PALV special spălat, asigurînd uniformitatea decurgerii procesului.

În ceea ce privește ultimul parametru s-a constatat — pe parcursul experimentărilor — că introducerea agentului la temperaturi sub 300°C scade eficiența desulfurării termomagnetice, chiar la temperaturi în pat, mai ridicate.

De asemenea, o supraîncălzire a agentului face dificilă conducerea procesului de fluidizare, respectiv menținerea unei temperaturi constante în pat.

Pornind de la aceste condiții fundamentale cercetarea s-a axat pe studierea influenței cîtorva parametri de bază asupra procesului de desulfurare termomagnetică.

S-au studiat :

1 — compoziția agentului de fluidizare (raportul procentual în amestecul aer-abur-azot) ;
2 — temperatura de reacție ;
3 — timpul de fluidizare ;
4 — granulația cărbunelui.

Studiul influenței fiecărui factor s-a efectuat menținînd constanți, pe cît posibil, cellalți parametri.

1. STUDIUL INFLUENȚEI COMPOZIȚIEI AGENTULUI DE FLUIDIZARE

Deoarece din încercările preliminare s-a constatat că mărirea cantității de aer în amestecul de fluidizare duce la degazarea cărbunelui prin creșterea temperaturii în strat și de asemenea la o oarecare ardere a masei cărbunoase, compoziția agentului a fost variată — pentru procentele de 10—20% abur în amestec — în limitele 10—50% aer.

Rezultatele obținute sînt redate în tabela 5 și figura 2.

Din cercetarea acestora se constată că eficiența optimă — considerînd gradul de desulfurare, pierderea minimă de materii volatile, randamentul și reducerea cenușii în concentratul nemagnetic — se obține în cazul raportului aer-abur-azot 20%—10%—70% vol.

Creșterea procentului de aer aduce după sine un efect superior de desulfurare, în dauna randamentului în concentrat ; de asemenea, îngreunează conducerea procesului de prelucrare termică.

În acest caz micșorarea temperaturii de lucru prezintă interes, deoarece compensează în parte efectul cantității mari de aer.

Explicația pentru valorile de la compoziția 40 ; 10 ; 50 pare a se găsi în temperatura mică de prelucrare (sub 340°C).

Mărirea procentului de abur la 20% nu îmbunătățește rezultatele, dimpotrivă se pare că în anumite condiții favorizează degazarea.

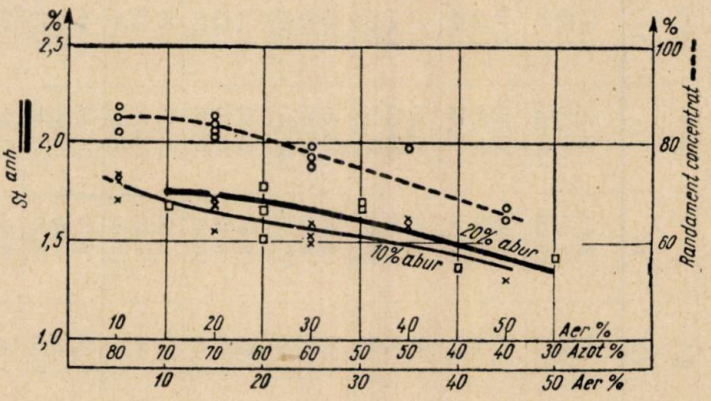


Fig. 2. — Variația S_t^{anh} din cărbunele desulfurat în funcție de compoziția agentului de fluidizare.

2. STUDIUL INFLUENȚEI TEMPERATURII DE REACȚIE

Influența regimului termic de prelucrare a cărbunilor a fost studiată din punctul de verere al temperaturii de reacție din strat și a agentului de fluidizare (aer-abur-azot 20 : 10 : 70% vol).

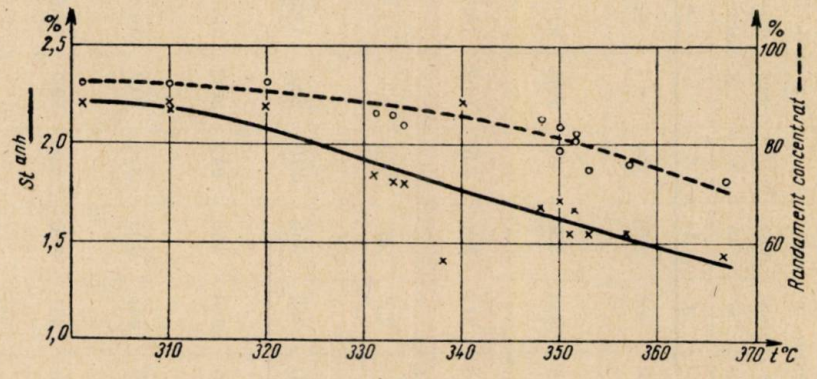


Fig. 3.— Variația S_t^{anh} din cărbunele desulfurat în funcție de temperatura de reacție.

Variația temperaturii stratului fluidizat a cuprins intervalul 300—360°C, în sensul realizării unei degazări minime a cărbunelui cu evitarea pierderii de gudroane.

Rezultatele obținute au fost redate în tabela 6 și figura 3.

Tabela 5

Variația caracteristicilor cărbunelui desulfurat în funcție de compoziția agentului de fluidizare

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Temp. agent.	Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Fracția	Caracteristici cărbune desulfurat				Fracție magnetică
		min.	med.	max.		aer	abur	azot			%				
	min	°C	°C	°C	°C	% volumetrice			cm/s		W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	5	270	305	315	300	9,9	9,5	80,6	36,5	I	1,97	8,55	33,10	2,37	
										NM	1,89	7,60	32,90	1,85	
										M	1,57	19,20	30,40	5,59	15,0
2	5	315	342	350	330	10,1	11,3	78,6	40,4	*I*	1,23	9,21	32,10	2,30	
										NM	1,35	7,36	31,20	1,68	
										M	1,14	18,08	30,82	4,68	18,0
3	5	325	342	345	340	10,2	10,4	79,4	40,6	*I*	1,26	7,78	33,80	2,22	
										NM	1,29	7,76	32,60	1,83	
										M	1,13	20,95	31,50	5,65	13,0
4	5	325	250	355	310	20,35	11,05	68,60	41,8	*I*	1,69	9,30	33,20	2,43	
										NM	1,73	6,91	32,60	1,72	
										M	1,58	17,50	31,40	5,63	17,0
5	5	330	352	355	310	20,2	11,3	68,5	41,6	*I*	1,84	8,64	33,80	2,34	
										NM	1,89	6,42	32,70	1,72	
										M	1,76	16,95	31,80	5,50	15,0
6	5	300	346	350	340	20,2	10,6	69,2	40,2	*I*	1,11	8,10	33,15	2,20	
										NM	1,16	7,30	33,12	1,68	
										M	1,25	19,70	30,90	5,66	15,0
7	5	310	348	355	326	20,1	10,4	69,5	41,0	*I*	1,35	9,10	33,60	2,08	
										NM	1,13	7,26	33,40	1,68	
										M	2,30	19,50	30,30	6,74	15,5
8	5	310	351	360	340	19,7	9,8	70,5	41,4	*I*	1,01	8,44	31,40	2,30	
										NM	1,36	7,19	31,70	1,55	
										M	1,26	18,75	29,90	5,61	18,5
9	5	335	361	365	310	32,90	12,10	55,00	37,6	*I*	1,74	10,0	32,10	2,34	
										NM	1,81	6,84	31,90	1,59	
										M	1,76	17,30	30,90	5,43	21,0

10	5	325	358	365	320	33,0	11,6	55,4	37,2	*I*	1,82	9,78	29,90	2,44	
										NM	1,95	6,71	30,60	1,50	
										M	1,72	17,00	28,90	5,20	25,0
11	5	295	339	345	310	29,1	10,9	60,0	40,7	*I*	1,39	8,90	30,30	2,27	
										NM	1,69	6,73	30,60	1,55	
										M	1,26	17,35	28,70	5,46	23,0
12	5	270	317	330	338	39,9	10,0	50,1	39,3	*I*	1,27	8,85	32,00	2,36	
										NM	1,34	6,85	31,35	1,65	
										M	1,33	17,90	30,30	5,62	18,0
13	5	290	335	345	340	39,8	10,8	49,4	40,6	*I*	1,14	10,25	31,40	2,36	
										NM	1,18	7,07	30,60	1,62	
										M	1,25	18,10	29,60	5,35	21,0
14	5	295	347	365	335	48,9	11,1	40,0	41,4	*I*	1,91	9,05	26,80	2,40	
										NM	2,19	6,61	25,90	1,31	
										M	1,87	14,20	26,35	4,53	35,0
15	5	280	341	355	345	49,4	10,3	40,3	40,6	*I*	1,59	9,86	27,40	2,37	
										NM	2,13	6,75	26,65	1,31	
										M	1,81	15,10	26,00	4,35	33,0
16	5	265	310	330	340	49,4	10,4	40,2	37,7	*I*	1,47	8,42	31,20	2,30	
										NM	1,79	7,02	30,80	1,62	
										M	1,69	17,28	29,45	5,55	20,0
17	5	320	341	345	330	10,8	20,8	68,4	41,0	*I*	1,52	9,79	31,40	2,34	
										NM	1,65	6,98	31,40	1,68	
										M	1,35	18,40	29,90	5,65	18,0
18	5	325	350	355	310	20,0	21,0	59,0	41,0	*I*	1,55	9,60	31,40	2,43	
										NM	1,70	7,34	30,80	1,49	
										M	1,38	17,95	30,15	4,95	21,0
19	5	300	330	335	320	20,0	18,5	61,5	38,2	*I*	1,38	9,38	32,25	2,27	
										NM	1,41	6,75	33,20	1,78	
										M	1,21	19,10	30,42	5,66	16,0
20	5	310	337	340	310	20,5	19,5	60,0	38,6	*I*	1,31	9,00	32,00	2,37	
										NM	1,41	6,86	32,65	1,68	
										M	1,16	18,75	30,40	5,44	17,0

Tabela 5 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
21	5	250	327	337	345	28,9	20,6	50,5	38,2	*I*	1,54	9,70	31,60	2,43	
										NM	1,69	7,20	31,40	1,69	
										M	1,46	19,35	30,20	5,45	18,0
22	5	300	339	345	325	28,7	21,0	50,3	40,6	*I*	1,36	9,75	31,10	2,27	
										NM	1,55	7,03	31,40	1,68	
										M	1,16	17,20	30,00	5,44	20,0
23	5	310	346	355	320	39,6	20,9	39,5	39,5	*I*	2,04	10,61	25,40	2,41	
										NM	2,01	7,30	25,80	1,34	
										M	1,75	15,00	25,50	4,63	33,0
24	5	275	330	350	310	50,3	20,4	29,3	36,9	*I*	1,94	9,94	26,30	2,58	
										NM	1,99	7,09	26,42	1,43	
										M	1,81	15,58	26,50	4,84	31,0

Tabela 6

Variația caracteristicilor cărbunelui desulfurat în funcție de temperatură

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Temp. agent	Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Fracția	Caracteristici cărbune desulfurat %				Fracție magnetică
		min.	med.	max.		aer	abur	azot							
	min	°C	°C	°C	°C	% volumetrice			cm/s		W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	5	260	301	312	319	19,5	10,1	70,4	40,2	*I*	1,67	8,65	36,19	2,41	
										NM	1,66	6,74	36,44	2,20	
										M	1,91	24,23	32,19	4,88	8,0
2	5	265	310	320	328	20,4	9,6	70,0	38,1	*I*	1,62	8,45	35,90	2,43	
										NM	1,88	7,08	36,16	2,21	
										M	1,62	21,88	32,65	5,20	8,5
3	5	290	322	330	295	20,5	9,3	70,2	40,0	*I*	1,55	8,41	36,56	2,42	
										NM	1,57	6,88	36,79	2,20	
										M	1,68	21,45	21,45	5,65	7,0

4	5	320	341	345	272	20,2	9,8	70,0	41,0	*I*	1,44	8,75	35,77	2,34	
										NM	1,84	7,32	35,51	2,18	
										M	1,74	17.67	32,90	4,93	9,0
5	5	295	331	335	320	20,1	9,4	70,5	39,4	*I*	1,28	9,26	33,18	2,40	
										NM	1,49	6,15	34,09	1,84	
										M	1,59	18,92	31,30	5,61	14,0
6	5	290	333	335	316	20,0	10,6	69,4	40,3	*I*	1,50	8,93	33,90	2,54	
										NM	1,66	6,30	33,91	1,82	
										M	1,59	18,17	32,60	5,52	14,0
7	5	275	334	338	322	19,9	10,9	69,2	40,2	*I*	1,59	9,12	33,37	2,34	
										NM	1,71	6,57	33,28	1,82	
										M	1,65	16,75	31,48	5,41	16,0
8	5	300	338	350	340	21,0	10,2	68,8	37,81	*I*	1,44	8,13	31,07	2,45	
										NM	1,57	7,24	30,20	1,43	
										M	0,48	21,11	28,80	5,57	18,5
9	5	315	348	355	326	20,1	10,4	69,5	41,0	*I*	1,35	9,10	33,60	2,08	
										NM	1,13	7,26	33,40	1,68	
										M	2,30	19,50	30,30	5,74	15,5
10	5	335	250	365	310	20,35	11,05	68,60	41,8	*I*	1,69	9,30	33,20	2,43	
										NM	1,73	6,91	32,60	1,72	
										M	1,58	17,50	31,40	5,63	17,0
11	5	310	351	360	340	19,7	9,8	70,5	41,4	*I*	1,01	8,44	31,40	2,30	
										NM	1,36	7,19	31,70	1,55	
										M	1,26	18,75	29,90	5,61	18,5
12	5	303	348	350	319	20,3	9,0	70,7	39,86	*I*	1,05	8,83	32,40	2,42	
										NM	1,76	7,05	33,05	1,79	
										M	1,48	20,40	29,70	5,40	17,0
13	5	330	352	357	315	19,5	10,0	70,5	40,3	*I*	1,44	9,65	31,08	2,42	
										NM	1,58	5,94	31,19	1,68	
										M	1,51	15,70	30,20	5,29	18,0
14	5	305	350	365	319	20,1	9,6	70,3	40,2	*I*	1,12	9,34	30,90	2,45	
										NM	1,59	7,65	30,55	1,72	
										M	2,35	19,50	28,50	5,50	21,0

Tabela 6 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
15	5	320	353	355	326	20,0	10,4	69,6	39,35	*I*	1,48	9,48	29,51	2,45	
										NM	1,76	7,11	29,00	1,56	
										M	1,56	16,55	27,60	5,08	25,5
16	5	325	357	358	333	20,1	9,9	70,0	39,4	*I*	1,24	9,67	29,45	2,29	
										NM	1,70	7,04	29,50	1,56	
										M	1,43	16,20	28,30	5,18	24,0
17	5	340	367	372	320	19,9	9,9	70,2	41,3	*I*	1,47	9,77	28,80	2,49	
										NM	2,00	6,52	28,82	1,46	
										M	1,74	14,33	28,15	4,90	27,5

Tabela 7

Variația caracteristicilor cărbunelui desulfurat în funcție de timpul de reacție

Nr. crt.	Timp	Temp. în strat			Temp. agent	Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Fracția	Caracteristici cărbune desulfurat				Fracție magnetică
		min.	med.	max.		aer	abur	azot			%				
	min	°C	°C	°C	°C	% volumetrice			cm/s		W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	3	325	346	348	318	19,4	8,8	71,8	42,4	*I*	1,00	8,93	35,62	2,41	
										NM	1,06	7,49	36,0	2,25	
										M	1,26	26,01	33,18	4,62	8,0
2	3	315	348	355	342	19,9	10,2	69,9	40,4	*I*	0,83	9,12	34,40	...	
										NM	1,03	7,33	34,81	2,14	
										M	0,90	22,90	30,00	5,35	9,5
3	3	325	350	350	307	20,0	10,2	69,8	40,55	*I*	1,05	9,83	33,60	2,32	
										NM	1,24	7,49	34,84	2,00	
										M	0,94	21,88	30,87	5,26	10,0
4	3	310	345	350	313	20,0	10,0	70,0	41,05	*I*	1,20	2,29	33,21	2,29	
										NM	1,67	7,35	33,40	1,94	
										M	1,31	21,00	32,30	5,80	12,0

5	3	340	359	362	313	19,9	10,2	69,9	40,17	*I*	1,34	9,53	32,20	2,36	
										NM	1,45	7,33	31,90	1,76	
										M	1,35	18,70	29,90	5,66	18,0
6	3	325	342	345	323	19,70	10,90	69,4	40,71	*I*	1,42	9,02	31,66	2,42	
										NM	1,43	7,10	31,30	1,82	
										M	1,34	18,05	29,25	5,66	16,0
7	4	320	345	348	286	20,0	9,4	70,6	40,2	*I*	1,65	8,23	35,82	2,47	
										NM	1,87	6,97	35,99	2,21	
										M	1,67	20,87	20,86	5,06	7,0
8	4	315	350	357	331	20,0	10,0	70,0	40,5	*I*	1,06	8,67	34,60	2,36	
										NM	1,14	7,34	33,30	2,06	
										M	1,30	21,80	31,10	5,60	9,5
9	4	315	347	350	287	19,8	10,2	70,10	40,0	*I*	1,57	8,80	34,33	2,40	
										NM	1,70	6,51	34,65	1,82	
										M	1,52	19,70	31,70	5,61	10,0
10	5	300	346	350	340	20,2	10,6	69,2	40,2	*I*	1,11	8,10	33,15	2,20	
										NM	1,16	7,30	33,12	1,68	
										M	1,25	19,70	30,90	5,66	15,0
11	5	310	348	355	326	20,1	10,4	69,5	41,0	*I*	1,35	9,10	33,60	2,08	
										NM	1,13	7,26	33,40	1,68	
										M	2,30	19,50	30,30	5,74	15,5
12	5	310	351	360	340	19,7	9,8	70,5	41,4	*I*	1,01	8,44	31,40	2,30	
										NM	1,36	7,19	31,70	1,55	
										M	1,26	18,75	29,90	5,61	18,5
13	5	310	352	355	330	20,09	9,22	70,69	39,66	*I*	1,53	9,45	32,05	2,43	
										NM	1,55	6,05	31,90	1,62	
										M	1,35	18,60	29,10	5,46	20,0
14	5	305	357	365	327	20,0	10,0	70,0	41,1	*I*	1,09	9,64	30,35	2,44	
										NM	1,02	6,87	30,70	1,71	
										M	1,55	17,65	28,90	5,34	20,0
15	6	305	328	330	309	19,6	9,8	70,6	39,93	*I*	1,32	9,29	36,02	2,45	
										NM	1,12	7,61	35,95	2,18	
										M	1,16	23,36	32,91	5,28	8,0

Tabela 7 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
16	6	320	343	350	290	19,8	8,9	71,3	40,62	*I*	1,05	8,69	35,11	2,38	
										NM	1,13	7,49	34,71	2,06	
										M	1,09	23,27	31,54	5,49	11,0
17	6	305	344	348	315	19,8	9,0	71,2	40,40	*I*	1,13	8,86	30,90	2,29	
										NM	1,20	7,19	31,49	1,68	
										M	1,87	17,62	30,52	5,25	20,0
18	6	335	351	355	320	19,66	10,25	70,09	40,73	*I*	1,59	9,91	24,40	2,46	
										NM	1,82	6,70	26,19	1,37	
										M	1,56	15,42	25,12	4,55	33,0
19	7	295	339	345	288	19,8	10,2	70,0	40,25	*I*	0,84	9,15	35,27	2,41	
										NM	0,96	7,50	35,12	2,00	
										M	1,00	20,24	32,55	5,61	11,0
20	7	305	337	340	288	19,6	9,7	70,7	40,64	*I*	1,07	9,48	34,78	2,45	
										NM	1,01	7,17	34,90	2,00	
										M	1,04	19,60	33,16	5,62	12,5
21	7	295	345	350	331	19,9	10,0	70,1	40,0	*I*	0,82	9,57	32,80	2,38	
										NM	1,03	7,21	33,10	1,82	
										M	0,94	19,31	30,10	5,76	13,0
22	7	315	350	355	310	19,5	10,2	70,3	41,03	*I*	1,09	9,78	30,10	2,39	
										NM	1,10	6,89	30,34	1,72	
										M	0,93	17,47	30,13	4,97	24,5
23	7	330	349	355	321	20,1	9,2	70,7	40,0	*I*	1,62	9,82	24,22	2,40	
										NM	2,02	6,81	25,00	1,50	
										M	1,97	13,68	25,35	4,42	36,9
24	8	295	338	345	326	20,0	9,5	70,5	39,5	*I*	1,16	9,70	32,65	2,36	
										NM	1,07	7,15	32,80	1,85	
										M	1,22	18,20	30,75	5,65	15,0
25	8	320	345	348	323	19,7	9,7	70,6	40,27	*I*	0,99	8,69	30,49	2,41	
										NM	0,96	7,23	30,48	1,68	
										M	0,94	16,93	29,58	5,15	24,0
26	8	325	350	370	331	20,22	8,95	70,83	39,78	*I*	1,73	10,40	23,10	2,40	
										NM	2,44	5,92	23,90	1,34	
										M	2,25	13,55	23,90	4,23	38,0

Tabela 8

Variația caracteristicilor cărbunelui desulfurat în funcție de granulație

Nr. crt.	Granulație	Timp	Temp. în strat			Temp. agent.	Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Fracția	Caracteristici cărbune desulfurat				Rand. cărb. prel. term.	Fracție mag.
			min.	med.	max.		aer	abur	azot			%					
	mm	min	°C	°C	°C	°C	% volumetrice			cm/s		W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	%	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	0÷0,5	5	275	355	360	324	19,75	10,03	70,22	37,97	*I*	2,21	10,82	29,35	2,36	20	
											NM	2,09	8,43	29,45	1,69		
											M	1,56	21,20	28,22	5,05		30
2	0÷0,5	5	300	350	358	320	19,78	9,50	70,72	39,72	*I*	1,74	10,50	31,40	2,50	30	
											NM	1,86	7,89	31,40	1,62		
											M	0,97	21,60	29,70	5,74		27,5
3	0÷1,0	5	325	353	365	322	19,94	9,15	70,91	39,62	*I*	1,63	9,75	29,80	2,46	67,5	
											NM	1,72	6,11	30,11	1,47		
											M	1,39	17,50	27,60	4,88		28,0
4	0÷1,0	5	330	355	360	324	19,87	9,11	71,02	39,91	*I*	1,77	8,29	29,10	2,49	67,5	
											NM	1,88	5,90	29,20	1,33		
											M	1,45	16,59	20,00	4,70		29,0
5	0÷1,5	5	310	352	355	330	20,09	9,22	70,69	39,66	*I*	1,53	9,45	32,05	2,43	75,0	
											NM	1,55	6,05	31,90	1,62		
											M	1,35	18,60	29,10	5,46		20,0
6	0÷1,5	5	320	355	365	341	19,93	8,85	71,22	39,60	*I*	1,51	8,69	30,80	2,40	80,0	
											NM	1,42	6,34	30,51	1,52		
											M	1,42	17,06	28,15	5,28		23,0
7	0÷2,5	5	300	338	350	340	21,0	10,2	68,8	37,81	*I*	1,44	8,13	31,07	2,45	79,0	
											NM	1,57	7,24	30,20	1,43		
											M	0,48	21,11	28,80	5,57		18,5
8	0÷2,5	5	335	350	365	310	20,35	11,05	68,60	41,80	*I*	1,69	9,30	33,20	2,43	80,0	
											NM	1,73	6,91	32,60	1,73		
											M	1,58	17,50	31,40	5,63		17,0

Tabela 8 (continuare)

Nr. crt.	Granulație	Timp	Temp. în strat			Temp. agent.	Agent de fluidizare			Viteza de fluidizare	Fracția	Caracteristici cărbune desulfurat				Rand. cărb. prel. term.	Fracție mag.
			min.	med.	max.		aer	abur	azot			%					
	mm	min	°C	°C	°C	°C	% volumetrice			cm/s		W^a	A^{anh}	V^{anh}	St^{anh}	%	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
9	0÷2,5	5	330	352	357	315	19,5	10,0	70,6	40,3	*I*	1,44	9,65	31,08	2,12	80,0	
											NM	1,58	5,94	31,19	1,68		
											M	1,51	15,70	30,20	5,29		18,0
10	0÷3,0	5	295	330	345	349	20,0	10,4	69,6	39,2	*I*	1,03	8,70	32,50	2,42	87,5	
											NM	1,12	7,70	31,80	1,88		
											M	1,14	20,50	29,80	5,90		14,3
11	0÷3,0	5	305	350	355	318	20,01	9,19	70,80	40,71	*I*	1,62	9,15	30,90	2,24	80,0	
											NM	1,69	7,04	30,85	1,62		
											M	1,72	17,70	29,59	5,14		20,0
12	0÷3,0	5	330	351	357	315	20,10	9,25	70,65	39,03	*I*	1,68	9,20	28,20	2,24	80,0	
											NM	1,82	6,00	27,85	1,44		
											M	1,71	14,53	27,30	4,29		27,0
13	0÷3,0	5	310	348	355	326	20,1	10,4	69,5	41,0	*I*	1,35	9,10	33,60	2,08	82,0	
											NM	1,13	7,26	33,40	1,68		
											M	2,30	19,50	30,30	5,74		15,5
14	0,5÷2,5	5	283	343	357	336	20,1	10,0	69,9	40,0	*I*	1,00	9,20	30,70	2,44	90,0	
											NM	1,07	7,40	32,10	1,88		
											M	1,13	20,30	29,40	5,64		17,5
15	0,5÷2,5	5	320	350	365	326	19,75	9,15	71,10	40,41	*I*	1,61	9,23	28,60	2,40	82,5	
											NM	1,60	7,40	29,00	1,58		
											M	1,72	16,71	26,83	4,84		25,5
16	0,5÷2,5	5	330	354	358	339	20,28	7,88	71,84	39,03	*I*	1,76	9,57	26,80	2,43	85,0	
											NM	1,95	7,78	26,40	1,37		
											M	1,41	16,58	25,05	4,70		32,0

Din datele înscrise se observă că temperatura optimă pentru tratamentul termic al cărbunilor studiați, în condițiile de lucru stabilite, variază în limite foarte strînse în jurul temperaturii de 350°C. Astfel se obține o reducere de sulf de circa 0,75% absolute, cu un randament în concentratul nemagnetic de circa 82—85% și o reducere a cenușii cu circa 1—2 procente.

Conținutul de materii volatile din concentrat — la acest radament — de circa 31—32%, arată o degazare a cărbunelui de circa 25%.

În timpul prelucrării termice însă, nu s-a observat degajarea de gudroane, deci pierderea în greutate și reducerea materiilor volatile s-ar putea datora în principal CO_2 și vaporilor de apă.

Creșterea temperaturii de reacție conduce la o desulfurare mai avansată a cărbunelui, dar randamentul în concentrat nemagnetic scade, operația devenind neeconomică.

Punctele ieșite din curbă, pentru temperaturile de 338 și 340°C. se datoresc temperaturii diferite a agentului de fluidizare, respectiv 340 și 272°C. Se confirmă așadar observația anterioară și anume că temperatura agentului de fluidizare intervine în procesul prelucrării termice, efectul optim corespunzînd temperaturilor peste 300°C.

3. STUDIUL INFLUENȚEI TIMPULUI DE REACȚIE

Pentru stabilirea timpului de fluidizare optim s-a studiat intervalul 3—8 minute, cu scopul micșorării la minimum a acestui timp.

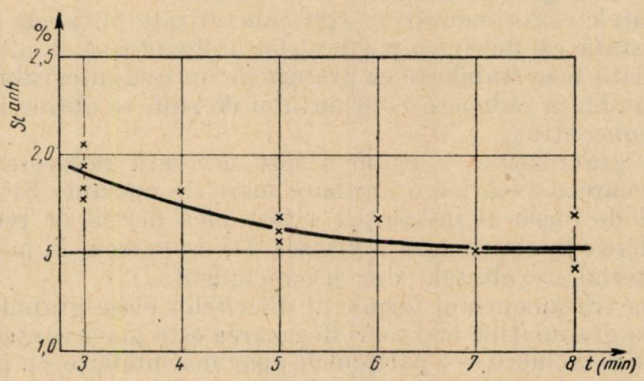


Fig. 4. — Variația S_t^{anh} din cărbunele desulfurat în funcție de timpul de reacție.

În tabela 7 și figura 4, sînt redate caracteristicile cărbunelui desulfurat în funcție de timpul de reacție. După cum reiese din cercetarea acestora, timpul optim de reacție poate fi considerat 5 minute. Mărirea acestuia nu atrage o scădere sensibilă a sulfului dar micșorează randamentul în concentrat NM.

Micșorarea timpului sub 5 minute este neeficientă din punct de vedere al desulfurării, în condițiile de lucru date.

4. STUDIUL INFLUENȚEI GRANULAȚIEI CĂRBUNELUI

În încercările de desulfurare termomagnetică a cărbunilor PALV s-a stabilit ca o condiție fundamentală, lucrul cu granulația 0—2,5 mm.

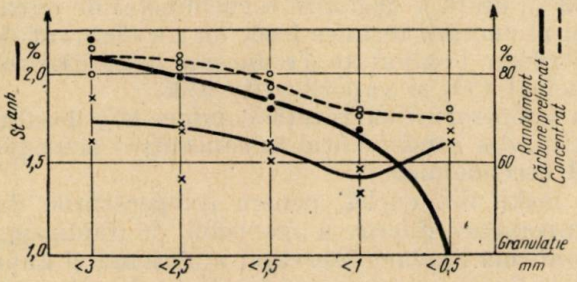


Fig. 5. — Variația S_t^{anh} din cărbunele desulfurat în funcție de granulație.

Acest interval era impus și de construcția separatorului electromagnetic care limitează mărimea maximă a particulei la circa 3 mm. Astfel că în studiul influenței granulației cărbunelui, s-au luat granulațiile cuprinse între 0—0,5 mm; 0—1 mm; 0—1,5 mm; 0—2,5 mm; 0—3 mm. S-a mai lucrat și cu clasa granulometrică 0,5—2,5 mm.

Rezultatele experimentărilor sînt concretizate în tabela 8 și figura 5.

Se constată că mărimea particulelor influențează desulfurarea prin metoda studiată și se stabilește ca granulație optimă intervalul 0—2,5 mm în care caz, în afara reducerii conținutului de sulf, se obține randamentul maxim de concentrat.

Pentru granulațiile — 1 mm a fost necesară reducerea vitezei de fluidizare, deoarece avea loc o atrenare mare de mărunt. Și în acest caz randamentul de lucru al instalației a fost încă destul de redus, ceea ce impune scăderea în continuare a vitezei. De asemenea, la aceste pierderi mari de material, rezultatele sînt neconcludente.

În urma tratamentului termic al diferitelor clase granulometrice s-a observat că la granulațiile mai mari degazarea este mai avansată — pentru aceleași condiții de lucru — ; particulele apar mai umflate, cu greutate specifică mai mică (a se vedea gran. 0,5—2,5 mm). Aceasta se pare că se datorește faptului că, în condițiile stratului fluidizat, particulele mai mari rămîn mai mult în zona caldă a reactorului decît cele fine.

CONCLUZII

1. A fost studiată o metodă nouă de desulfurare și în general de îmbogățire a cărbunilor, metoda termomagnetică, de natură fizico-chimică, în scopul obținerii de cărbune desulfurat la fabricarea cocsului brichete.

2. S-a studiat influenţa diverşilor parametri care intervin în procesul de desulfurare după noua metodă ca : temperatura de reacţie, timpul de fluidizare, compoziţia agentului şi granulaţia cărbunelui.

3. La prelucrarea termică prin fluidizare cu agent oxidant — abur-aer-azot — în proporţie de 20 : 10 : 70 % vol. a cărbunilor PALV la temperaturi de circa 350°C şi timp de 5 minute, se obţine un cărbune din care la separarea magnetică rezultă un concentrat cu un conţinut de sulf redus cu circa 0,75 % abs. (de la 2,42 % *St* iniţial la 1,68% *St* în concentratul nemagnetic).

De asemenea, cenuşa fracţiei nemagnetice se reduce cu circa 1—2 procente.

Randamentul în concentrat este de 82—85 %.

THERMOMAGNETIC DESULPHURIZATION OF JIU VALLEY NON COKING AND WEAKLY COKING COALS

A report is given of a new process of coal desulphurization based on the separation in a magnetic field of coals of fine grain size wich have been previously subjected to a thermo-chemical processing.

The method is based on the transformations brought about by the thermo-chemical processing to certain mineral components contained in the coal ; the coal grains thus treated acquire magnetic susceptibility.

The influence of the different factors affecting these transformations has been investigated under laboratory conditions.

By applying an oxidizing agent (air-steam-waste gas) in the fluidization technique the transformations were limited affecting only the grains surface.

In this way a 30 % reduction has been obtained of the sulphur content in wasted PALV coals having an ash content of about 8 % and previously subjected to a magnetic separation treatment.

BIBLIOGRAFIE

1. А. З. Журовский, *Сера каменных углей*, Изд. Акад. Наук СССР, Москва, 1960.
2. I. Blum, I. Nistor, V. Cîndea, C. Panaitescu, *Desulfurarea cărbunilor neaglutinanţi prin fluidizare cu agent aer-abur-azot*. St. cerc. energ., *1* (1963).
3. H. Haraldsen, *Zeitschrift für anorganische u. allgemeine Chemie*. Leipzig, **246**, 192—226, 1941.

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL ARDERII COMBUSTIBILILOR SOLIZI ÎN FOCARE CICLON

DE

N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN, G. SINGER şi C. CRĂCIUNEANU

621.013

În cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. a fost atacat un nou domeniu de cercetare: *Arderea intensificată a combustibililor solizi în focare ciclon*. Lucrarea de faţă prezintă direcţiile de cercetare în acest domeniu şi baza experimentală pe care se va dezvolta cercetarea. Redacţia revistei supune spre discuţii orientarea cercetării, baza experimentală şi metodica de cercetare în domeniul aerodinamicii focarelor ciclon în vederea eventualei lor îmbunătăţiri.

Dezvoltarea energetică rapidă a ţării noastre ridică probleme de cercetare din ce în ce mai complexe. Astfel, trecerea la folosirea unităţilor energetice cu puteri unitare din ce în ce mai ridicate implică folosirea unor cazane de abur moderne la care să fie aplicată în cel mai înalt grad intensificarea proceselor în vederea menţinerii acestora în limite constructive economice. Una din căile de intensificare a proceselor din cazanele de abur de mare putere este aplicarea arderii în focare ciclon. Prin însăşi concepţia sa, focarul ciclon aplicat în cadrul cazanelor de mare debit aduce în discuţie avantaje tehnico-economice deosebite ca: încărcări termice ale spaţiilor de ardere foarte ridicate, simplificarea instalaţiilor de curăţire a gazelor de ardere, posibilitatea funcţionării cazanului în limite largi de variaţia debitului, posibilitatea arderii unei game largi de combustibili, automatizarea integrală a proceselor de ardere în condiţiile unei stabilităţi ridicate a procesului de ardere. În vedera trecerii la asemenea procedee de ardere sînt încă necesare o serie de cercetări teoretice şi experimentale.

Literatura de specialitate [1], [2], [3] sesizează faptul că pentru elucidarea integrală a aspectelor legate de arderea combustibililor solizi în focare ciclon cercetările trebuie să cuprindă următoarele domenii:

— regimul de curgere în focarul ciclon;
— regimul termic al arderii în focarul ciclon;
— comportarea zgurii în focarul ciclon.

În vederea creării premiselor de folosire a combustibililor solizi din R.P.R. în asemenea focare, este necesar să fie efectuate o serie de cercetări în domeniul regimului de curgere în focarul ciclon; cercetările teoretice şi experimentale trebuie să fie orientate spre studiul influenţei

factorilor geometrici ai focarului asupra regimului de curgere izotermic şi neizotermic; influenţa parametrilor fizici de stare ai fluidului de lucru asupra regimului de curgere; regimul de curgere în zona centrală a focarului ciclon şi precizarea limitelor curgerii inverse, corelarea rezultatelor obţinute la curgerea în regim izotermic şi neizotermic.

În domeniul regimului termic al arderii în focarul ciclon cercetările ce se efectuează în R.P.R. vor fi orientate spre studiul influenţei tipului de focar (orizontal, vertical şi conic) asupra regimului de ardere a ligniţilor, influenţa factorilor geometrici ai focarului asupra desfăşurării procesului de ardere, influenţa caracteristicilor combustibilului (granulaţie, umiditate, cenuşă, grad de carbonificare) şi a parametrilor fluidului de lucru asupra regimului termic al procesului de ardere, studiul comportării diverselor tipuri de focar ciclon la schimbarea combustibilului sau la funcţionarea simultană cu mai mulţi combustibili, influenţa suspensiilor solide asupra regimului aerodinamic al focarului.

În sfîrşit, în domeniul comportării zgurilor ligniţilor romîneşti în focarul ciclon cercetările vor fi orientate asupra influenţei temperaturii şi fondanţilor asupra fluidităţii zgurii în condiţiile regimului termo-aerodinamic al focarului ciclon, studiul gradului de reţinere al zgurii la diversele tipuri de focar ciclon, efectul corosiv al zgurii asupra materialelor refractare.

Particularitatea de bază a funcţionării focarului ciclon o formează regimul de curgere al fluidului de lucru în focar. În această situaţie, mişcarea gazelor în focarul ciclon ocupă un loc important în cercetarea funcţionării acestuia. Dificultăţile care apar la studiul aerodinamicii gazelor în focarul ciclon la cald, au impus necesitatea efectuării majorităţii acestor studii pe modele la rece şi căutarea unor criterii de similitudine între rezultatele obţinute pe instalaţiile funcţionînd la rece şi la cald ca, prin intermediul acestora, rezultatele obţinute să poată fi extrapolate pentru regimurile de funcţionare la cald. Avantajul cercetărilor efectuate pe modele la rece este acela că permite crearea unei imagini generale asupra fluxului din ciclon precum şi vizualizarea mişcării gazelor şi particulelor în condiţiile efectuării unor măsurători comode.

Cercetările ce se efectuează în R.P.R. în domeniul aerodinamicii focarului ciclon, au ca scop, pe de o parte, aprofundarea şi generalizarea rezultatelor prezentate în literatura de specialitate [4], [5], [6] şi, pe de altă parte, studiul influenţei anumitor parametri geometrici asupra funcţionării instalaţiei la cald cu ajutorul căreia se va căuta să se stabilească criteriile de similitudine între rezultatele obţinute la rece şi la cald.

METODICA DE CERCETARE

Pornindu-se de la ecuaţia generală a mişcării gazelor scrisă în coordonate cilindrice şi ţinînd seama de faptul că mişcarea în focarul ciclon are loc în regim staţionar şi se automodelează în raport cu criteriul Reynolds [5], [6] prin introducerea condiţiilor la limită în secţiunile de intrare şi de ieşire din focar se obţin pentru cercetarea proceselor de curgere din focarul ciclon următoarele criterii sau constante de similitudine

$$E_{u_i}, E_{u_e}, \frac{W_{t_{max}}}{W_i}, \frac{F_i}{F_e}, \frac{T_e}{T_i} \frac{L}{D}, \tag{1}$$

în care

E_{u_i}, E_{u_e} — criteriile de similitudine Euler în secţiunea de intrare şi ieşire;
$W_{t_{max}}$ — viteza tangenţială maximă;
W_i — viteza medie în secţiunea de intrare;
F_i, F_e — secţiune de intrare şi ieşire a ciclonului;

T_i, T_e — temperatura absolută în secțiunile de intrare și ieșire;
L — lungimea ciclonului;
D — diametrul ciclonului.

Teoria similitudinii arată că între criteriile și constantele de similitudine (1) există relații de legătură de tipul (2)

$$E_{u_i} = f_1\left(\frac{F_i}{F_e}, \frac{L}{D}, \frac{T_e}{T_i}\right),$$

$$E_{u_e} = f_2\left(\frac{F_i}{F_e}, \frac{L}{D}, \frac{T_e}{T_i}\right), \qquad (2)$$

$$\frac{W_{t\max}}{W_i} = f_3\left(\frac{F_i}{F_e}, \frac{L}{D}, \frac{T_e}{T_i}\right).$$

Cercetările ce se efectuează în R.P.R. au scopul de a studia procesul de curgere în focarul ciclon orizontal, vertical și conic avînd în vedere relațiile de legătură (2). În acest scop au fost construite 3 modele de focar ciclon : orizontal, vertical și conic care să permită variația în limite foarte largi a tuturor parametrilor constructivi și funcționali în vederea acoperirii unui domeniu de cercetare cît mai larg.

Aceste trei instalații de modelare a proceselor la rece vor fi dublate de trei instalații experimentale de modelare a proceselor la cald păstrîndu-se între instalațiile la rece și la cald scara 1 : 1 în vederea eliminării influenței parametrilor geometrici de similitudine între instalațiile de modelare la rece și la cald.

Instalațiile experimentale prin posibilitățile de variația parametrilor constructivi permit atacarea integrală a aspectelor de cercetare ce se ridică.

Alegerea dimensiunilor de bază ale focarelor ciclon experimentale s-a făcut pe baza unei analize comparative a instalațiilor existente în diverse țări și a programului de cercetare care trebuie să fie asigurat.

Comparativ cu caracteristicile tehnice ale instalațiilor experimentale din străinătate, instalațiile experimentale din R.P.R. au caracteristicile tehnice prezentate în tabela 1.

Instalația pilot de ardere în focare ciclon permite efectuarea cercetărilor de ardere cu un combustibil a cărei pregătire poate fi variată după necesitățile procesului de cercetare.

În figura 1, se prezintă schema instalației experimentale de ardere în focare ciclon.

Instalația experimentală permite de asemenea efectuarea cercetărilor din domeniul pregătirii prafului într-o schemă cu mori ventilator.

În figura 2 și tabela 2, se prezintă caracteristicile constructive ale focarului orizontal experimental și limitele de variație ale elementelor constructive.

Parametrii constructivi ce pot fi variați în timpul cercetărilor experimentale în vederea stabilirii influenței lor asupra regimului de curgere sînt :

— raportul $\frac{L}{D}$ prin păstrarea lui D = const. și variația lui L;

— raportul $\frac{F_i}{F_e}$ prin păstrarea lui F_e = const. și variația lui F_i sau invers;

— poziția pe generatoarea ciclonului a lui F_i;

— raportul $\frac{h}{R_i}$ prin modificarea lui h;

— raportul $\frac{r_e}{R}$ prin variația lui r_e;

Tabela 1

Caracteristicile tehnice ale focarelor ciclon experimentale din R.P.R. comparativ cu ale celor din străinătate

Stația de experimentare	D	L	$\frac{L}{D}$	Ajutaj de eșire		Viteza aerului secund. W_2 m/s	Temp. aerului secund. °C	Combustibil	
				d_e mm	l_e mm			B kg/h	P_{ci} kcal/kg
— Focare ciclon orizontale —									
MVTU—MOTKTI (U.R.S.S.)	630	640	1,02—1,45	220	130	200	450	350—450	6 800
Academia de științe Kazahstan	100	200	2						4 650
(U.R.S.S.)	380	700	1,48	160	100	220			
	530	780	1,47	180		350			
M.E.I. (U.R.S.S.)	260	460	1,77	50	60				
Cehoslovacia	800						230		
U.S.A.—Barberton și Alliance	305						540		
	610								
	915								
	1 520								
R.F.G.	400								
R.P.R.	500	500—700	1—1,4	140—200	100	125—250	450	500	1 750
— Focare ciclon verticale —									
TKTI (U.R.S.S.)	300	700	2,33	240			350	150	6 237
	600	850	1,42				300	150	
	220	230	1,04						
MVTU—MOTKTI (U.R.S.S.)	740	1 050	1,42				350	800	6 000
Odesa (U.R.S.S.)	300	400	1,35	75	90	130	470		
R.S.C.	1 150	1 800	1,57						
R.D.G.	500	500	1				500		
	305						420		
U.S.A.	915								
Anglia	915	915	1					500	6 500
R.P.R.	500	500—700	1—1,4	300	300	125—250	450	500	1 750
— Focare ciclon conice —									
U.R.S.S.	max. 700	800	1,14	350		60			
R.P.R.	750	600—900		—		60	445	500	1 750

— unghiul de înclinare α al capacului anterior prin schimbarea capacului;
— unghiul de înclinare β al capacului posterior prin schimbarea capacului.

Tabela 2

Caracteristicile constructive ale focarului ciclon orizontal şi limitele de variaţie ale elementelor constructive

Parametrul	Simbol U.M.	Valoarea
Debitul de combustibil	B kg/h	500
Diametrul	D mm	500
Raportul lung./diam.	$\frac{D}{L}$ —	0,6—1,4
Unghiul capacului anterior	α grd.	120—180
Diametrul ajutajului capacului anterior la un unghi $\alpha = 130°$	d_i mm	60—75
Unghiul ajutajului de ieşire	β grd.	45
Lungimea ajutajului de ieşire	l_l mm	100
Diametrul ajutajului de ieşire	d_e mm	140—200
Turbionarea aerului primar	—	variabilă
Secţiunea de intrare a aerului secundar	—	variabilă
Poziţia ajutajului de intrare a aerului secundar pe periferia ciclonului	—	variabilă
Înălţimea ajutajelor de aer secundar	h mm	70
Lăţimea ajutajului de aer secundar	b_s mm	40—53
Raportul $\frac{\text{aer primar}}{\text{aer secundar}}$		variabil
Numărul generatoarelor de aşezarea ajutajelor aerului secundar		1, 2 şi 3

Instalaţia are posibilitatea insuflării aerului secundar prin ajutaje situate pe o generatoare, pe două generatoare la 180° şi pe trei generatoare la 120°.

Aerul primar poate fi introdus în proporţiile dorite cu grade de turbionare diferite cu ajutorul unei spirale cu pas variabil. În figura 3 şi tabela 3 se dau caracteristicile constructive ale focarului ciclon vertical experimental.

Parametrii constructivi ce pot fi variaţi în timpul cercetărilor experimentale în vederea stabilirii influenţei lor asupra regimului de curgere sînt:

— raportul $\frac{L}{D}$ prin păstrarea lui D = const. şi variaţia lui L;
— raportul $\frac{F_i}{F_e}$ prin păstrarea lui F_e = const. şi variaţia lui F_i;
— poziţia pe generatoare a lui F_i;
— raportul secţiunilor aer primar/aer secundar;
— raportul $\frac{l_e}{d_e}$ prin schimbarea capacului superior;
— unghiul de înclinare α al capacului inferior prin schimbarea capacului;
— raportul $\frac{d_e}{D}$ prin schimbarea capacului superior.

În figura 4 şi tabela 4 sînt date caracteristicile constructive ale focarului ciclon conic experimental.

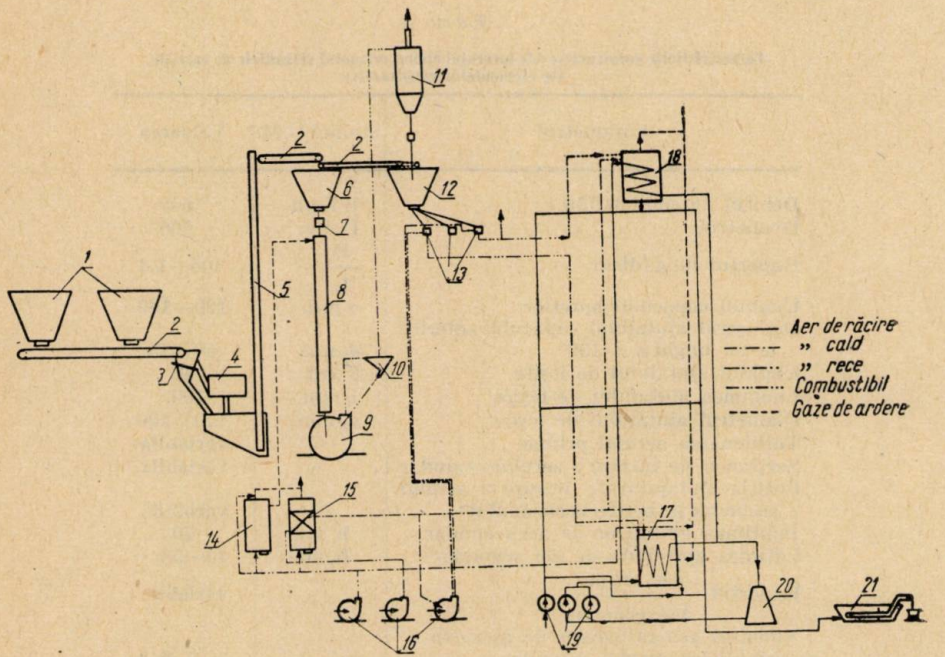


Fig. 1. — Schema instalației experimentale de ardere în focare ciclon :

1 — buncăr de cărbune brut ; *2* — transportor cu bandă ; *3-4* — grup concasare-sortare ; *5* — elevator ; *6* — buncăr de alimentarea morii ; *7* — alimentator melc ; *8* — turn de uscare ; *9* — moară ventilator ; *10* — separatorul morii ventilator ; *11* — separator ciclon ; *12* — buncăr de praf pe cîntar ; *13* — alimentator de praf cu melc ; *14* — focar pentru gazele de ardere necesare la uscarea cărbunelui ; *15* — preîncălzitor de aer ; *16* — ventilator ; *17* — focar ciclon orizontal ; *18* — focar ciclon vertical ; *19* — pompă de răcire ; *20* — turn de răcire ; *21* — evacuarea zgurii.

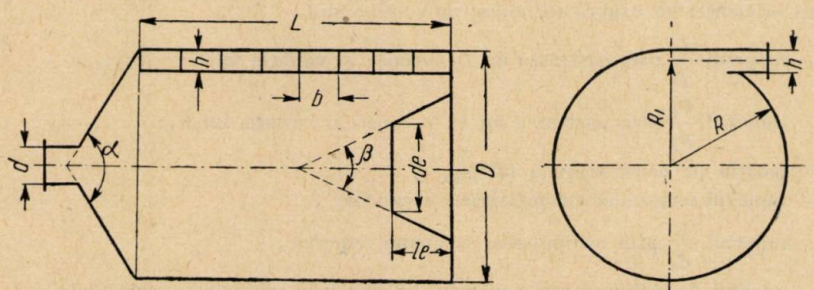


Fig. 2. — Schema focarului ciclon orizontal experimental.

Parametrii constructivi ce pot fi variaţi în timpul cercetărilor experimentale în vederea stabilirii influenţei lor asupra regimului de curgere sînt :

— raportul $\frac{L}{D}$ prin păstrarea diametrului D = const. şi variaţia lungimii L ;

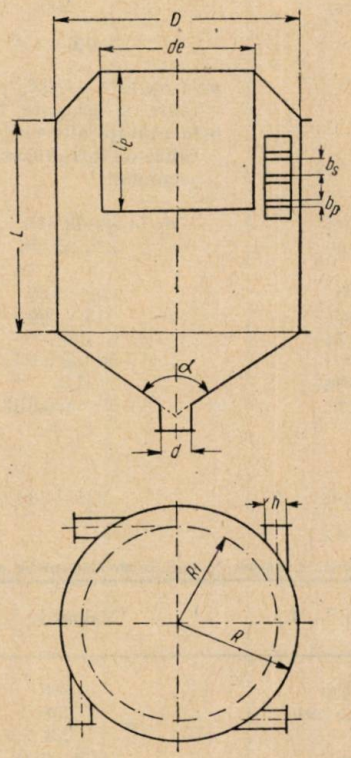


Fig. 3. — Schema focarului ciclon vertical experimental.

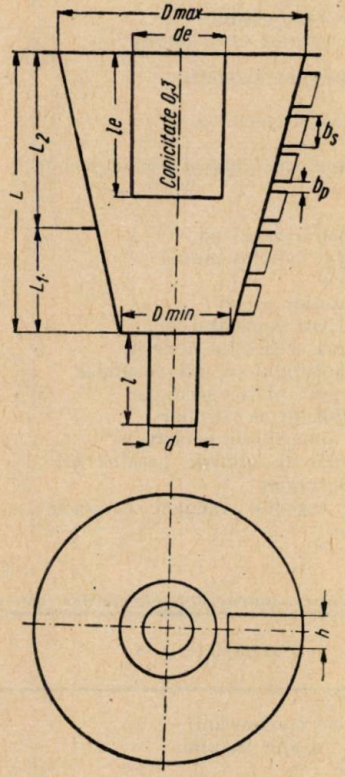


Fig. 4. — Schema focarului ciclon conic experimental.

— raportul $\frac{F_i}{F_e}$ prin păstrarea lui F_e = const. şi variaţia lui F_i ;

— poziţia pe generatoare a lui F_i ;

— raportul secţiunilor aer primar/aer secundar ;

— raportul $\frac{d_e}{D_{max}}$ prin variaţia lui d_e (schimbarea capacului superior) ;

— raportul $\frac{l_e}{d_e}$ prin schimbarea capacului superior.

Prin multitudinea de soluţii constructive ce se pot obţine, focarele ciclon experimentale vor permite studiul tuturor parametrilor constructivi în limite largi de variaţie asupra regimului de curgere din focar permiţînd astfel generalizarea rezultatelor obţinute.

Tabela 3

Caracteristicile constructive ale focarului ciclon vertical experimental şi limitele de variaţie ale elementelor constructive

Parametrul	Simbol U.M.	Valoarea
Debitul de combustibil	B kg/h	500
Diametrul interior al ciclonului	D mm	500
Raportul lungime/diametru	$\frac{L}{D}$ —	0,6—1,4
Admisia aerului secundar	—	prin ajutaje aşezate pe generatoare şi grupate în stuţuri
Admisia combustibilului şi aerului primar	—	prin ajutaje alternative cu ajutajele de introducerea aerului secundar
Capace superioare avînd :		
— diametrul tubului pîlniei	d_e mm	de la 280 la 320
— lungimea „ „	l_e mm	„ 280 la 400
Capacul inferior avînd :		
— deschiderea capacului	α grd.	90—120
— diametrul orificiului de ieşire	d mm	45— 60
Lăţimea ajutajului pt. aer secundar	b_s mm	30
Înălţimea ajut. pt. aer secundar	h mm	0—50 variabilă
Lăţimea ajut. pt. aer primar	b_p mm	15
Înălţimea ajut. pt. aer primar	h mm	0—50 variabilă
Nr. stuţurilor de admisia aerului primar şi secundar		1—4
Diametrul cercului tangent la axele stuţurilor	R_i mm	340—380

Tabela 4

Caracteristicile constructive ale focarului ciclon conic experimental şi limitele de variaţie ale elementelor constructive

Parametrul	Simbol U.M.	Valoarea
Consumul de combustibil	B kg/h	500
Diametrul interior maxim	D_{max} mm	750
Conicitatea	—	0,3
Lungimea	L mm	600—900
Admisia aerului secundar	—	prin ajutaje cu secţiune reglabilă aşezate pe generatoare şi grupate în ştuţuri
Admisia combustibilului şi aerului primar	—	prin ajutaje alternate cu ajutajele de introducerea aerului secundar
Capacul superior avînd :		
— diametrul de evacuare	d_e mm	200—400
— lungimea tubului de evacuare	l_e mm	200—400
Capacul inferior avînd :		
— diametrul tubului central	d mm	200—400
— lungimea „ „	l mm	400—800
Înălţimea ajutajului de aer secundar	h mm	0—40 variabilă
Lăţimea ajut. de aer secundar	b_s mm	60
Înălţimea ajut. de aer primar	h mm	0—40 variabilă
Lăţimea ajut. de aer primar	b_p mm	30
Numărul generatoarelor de aşezarea ajutajelor aerului secundar		1—2

Cercetările efectuate în domeniul regimului de curgere în focarele ciclon, completate cu cercetările din regimul termic al arderii şi cu cele referitoare la comportarea zgurii în stare lichidă în aceste focare vor permite trecerea la fabricarea în ţară a unor instalaţii moderne pentru arderea ligniţilor din R.P.R.

BIBLIOGRAFIE

1. Г. Ф. Кнорре, А. М. Наджаров, *Циклонные топки.* Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1958.
2. G. A. Roberts, *The cyclone furnace. The British Coal Utilisation.* Research Association, april—mai, *5*, 205—255 (1960).
3. P. Cosar, *Les foyers ciclones.* La technique moderne, *1*, 95—101 (1959).
4. А. Л. Вулис, П. Б. Устименко, *Об аэродинамике циклонной топочной камеры.* Теплоэнергетика, *9*, 3—10 (1954).
5. А. Е. Нахапетян, *Исследование аэродинамики циклонной топки на натурной модели.* Теплоэнергетика, *9*, 10—16 (1954).
6. В. Г. Якубов, *Обобщение аэродинамических закономерностей циклонных камер.* Известия АН Каз. ССР, Выпуск **12**, Алма-Ата, 105—119 (1957).

INFLUENȚA NUMĂRULUI DE AJUTAJE TANGENȚIALE ASUPRA CARACTERISTICILOR PULVERIZĂRII, LA INJECTOARE CU CAMERA DE TURBIONARE CU ÎNTOARCERE

DE

V. V. GHIA, I. SPAHIU și S. MOLFETTA-TĂBĂCARU

I. GENERALITĂȚI

Modul în care are loc arderea combustibilului lichid este determinat de caracteristicile pulverizării acestuia, ca: unghiul conului de pulverizare, coeficientul de debit, repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat și finețea de pulverizare.

În prezent, injectoarele prevăzute cu cameră de turbionare, capătă o aplicabilitate tot mai mare, pretîndu-se chiar la arderea păcurilor de calitate inferioară.

Printre calitățile acestor injectoare, menționăm costul exploatării mult mai redus, decît la pulverizatoarele cu fluide auxiliare (aer sau abur) sau cele centrifugale, care necesită un surplus de energie. Trebuie subliniat și faptul că, se realizează o finețe de pulverizare mărită datorită vîrtejului creat prin intrarea tangențială a lichidului, în camera de turbionare.

Mișcarea lichidului în camera de turbionare a fost studiată atît teoretic, în ipoteza simplificatoare a lichidului ideal [1], [2], [3] cît și experimental [4], [5], [6], pentru lichide cu proprietăți fizico-chimice diferite, în cazul injectoarelor cu cameră de turbionare fără întoarcerea combustibilului.

Studii asupra injectoarelor cu camere de turbionare cu întoarcere, sînt puține și ele se rezumă doar la prezentarea cîtorva tipuri din punct de vedere funcțional [7], [8], [9] și la calculul pierderilor de presiune, pe diferitele circuite ale injectorului.

Experiențele pe modele confecționate din material transparent au confirmat faptul presupus teoretic că, în apropierea axului de simetrie al injectorului [1], [3] cu cameră de turbionare atît cu întoarcere cît și fără întoarcere [10] ia naștere un turbion central de aer, a cărui conformație și mărime depinde în mare măsură de geometria camerei de turbionare. La rîndul său, intensitatea turbionului de aer, influențează caracteristicile pulverizării combustibilului lichid.

Camerele de turbionare cu întoarcerea combustibilului permit propagarea mai liberă a turbionului central de aer și măresc astfel posibilitățile de reglaj a caracteristicilor pulverizării și în ultimă instanță a caracteristicilor flacării.

În acest caz, în camera de turbionare se introduce o cantitate de combustibil mai mare decît cea efectiv pulverizată, diferenţa dintre aceste două cantităţi este readusă (întoarsă) în rezervorul de combustibil.

Cu cît este mai mare raportul dintre cantitatea de lichid întoarsă şi cantitatea injectată în focar, cu atît mai mult este influenţată conformaţia turbionului de aer şi deci cu atît mai mult pot fi modificate caracteristicile pulverizării realizate cu astfel de injectoare.

Apare deci o posibilitate nouă de reglaj a sarcinii injectorului, prin mărirea sau micşorarea cantităţii de lichid întors.

Pe această linie se situează şi lucrarea de faţă în care ne propunem să prezentăm influenţa cantităţii de lichid întors asupra coeficientului de debit ξ_i şi unghiului conului de pulverizare α_i, în cazul injectoarelor cu cameră de turbionare cu întoarcere, prevăzută cu 1, 2, 3 şi 4 ajutaje tangenţiale, pentru o serie de cazuri practice.

II. INSTALAŢIA EXPERIMENTALĂ

În scopul atacării obiectivelor propuse, s-a folosit aceeaşi instalaţie experimentală ca la studiul influenţei numărului de ajutaje tangenţiale asupra caracteristicilor pulverizării, [6] completată cu un circuit de întoarcere a lichidului din camera de turbionare, prevăzut cu un robinet de reglaj al cantităţii de lichid întors. Pe acest circuit de întoarcere s-a amplasat foarte aproape de camera de turbionare o priză de presiune şi cu ajutorul unui manometru cu scala 0—2,5 kgf/cm² s-a măsurat presiunea lichidului întors.

Debitul de lichid întors B' s-a măsurat cu ajutorul unui cilindru gradat, prin cronometrarea timpului de umplere al acestuia.

S-a folosit drept lichid de lucru apa potabilă, de la reţea.

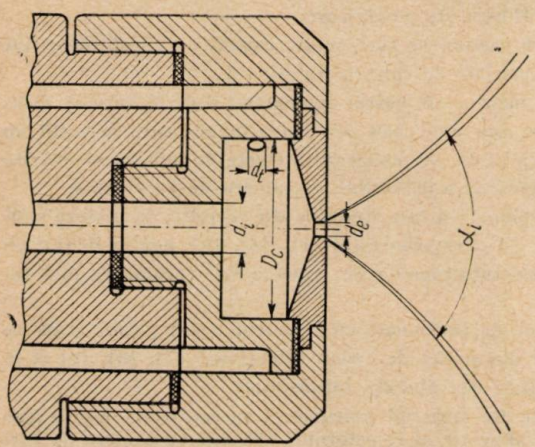


Fig. 1. — Schiţa de principiu a camerei de turbionare cu întoarcere.

Schema instalaţiei experimentale fiind prezentată detaliat în [6] nu insistăm asupra descrierii ei.

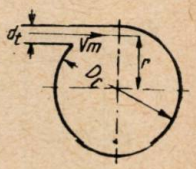
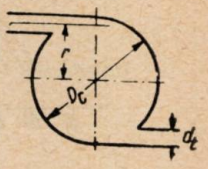
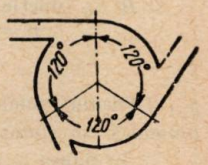
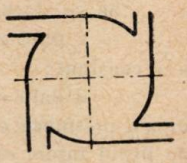
La experimentări, s-au folosit patru camere de turbionare, avînd numărul de intrări tangenţiale : $n = 1, 2, 3$ şi 4.

Pentru toate camerele de turbionare, s-au menţinut constante : diametrul ajutajului central (diusa) egal cu $d_e = 1{,}6$ mm, produsul dintre viteza medie a lichidului la intrarea în camera de turbionare V_m şi distanţa r, de la axul de simetrie longitudinal al ajutajului tangenţial, la axul de simetrie, longitudinal al camerei de turbionare $\left(V_m \cdot r = 3{,}72 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$.

Orificiul de întoarcere a fost amplasat pe axul de simetrie al camerei de turbionare, în partea opusă ajutajului central al ieşire şi a avut diametrul de 8 mm.

Caracteristicile geometrice ale camerelor de turbionare experimentate sînt date în tabela 1.

Dimensiunile camerelor de turbionare

Numărul de intrări tangențiale	Diametrul camerei de turbionare	Diametrul intrării tangențiale	Diametrul ajutajului centr. de ieșire	Lungimea camerei de turbionare	Diametrul orificiului de întoarcere	Poziția intrărilor tangențiale
n	D_c mm	d_t mm	d_e mm	L mm	d_i	
1	$32{,}00^{\pm 0{,}03}$	$4{,}00^{\pm 0{,}03}$	1,60	10	8	
2	$30{,}80^{\pm 0{,}03}$	$2{,}80^{\pm 0{,}03}$	1,60	10	8	
3	$30{,}30^{\pm 0{,}03}$	$2{,}30^{\pm 0{,}03}$	1,60	10	8	
4	$30{,}00^{\pm 0{,}03}$	$2{,}00^{\pm 0{,}03}$	1,60	10	8	

S-a funcționat la patru regimuri. Astfel, cantitățile de lichid injectat prin ajutajul central, la fiecare regim, au fost 120 kg/h, 100 kg/h ; 80 kg/h ; 60/kg/h.

S-a menținut constantă la valoarea de 120 kg/h cantitatea de lichid, care trecea prin ajutajul sau ajutajele tangențiale, iar reglajul debitului injectat s-a făcut prin *întoarcere.*

III. REZULTATELE EXPERIMENTALE

S-au considerat neglijabile, pierderile de presiune ce apar de la ajutajul central (diusă) pînă la locul de măsură a presiunii de întoarcere p'_i.

În figura 2, se prezintă variația debitului de lichid întors B' în funcție de presiunea p'_i, pe baza căreia se pot face următoarele constatări :

— o dată cu scăderea debitului B', crește presiunea p'_i pentru același n ;

— pentru acelaşi debit de lichid întors B', presiunea p'_i se măreşte o dată cu creşterea numărului de intrări tangenţiale n.

Această creştere este cu atît mai mică cu cît B' este mai mic, ajungîndu-se ca la $B' = 0$ şi $p'_i = 1{,}79$ kgf/cm² curbele să prezinte un punct comun.

Existenţa acestui punct comun este explicabilă, ţinînd seama că la $B = 120$ kg/h cantitatea de lichid întoarsă este nulă, în toate cazurile $n = 1, 2, 3$ şi 4. În această situaţie

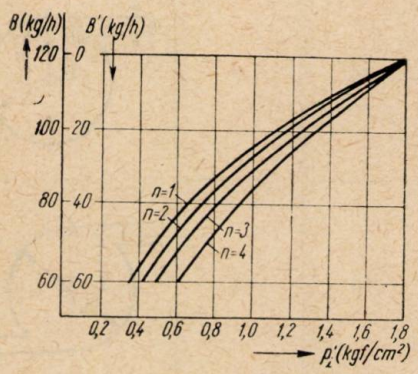


Fig. 2. — Variaţia debitelor de lichid B şi B' în funcţie de presiune p_i pentru $n = 1, 2, 3, 4$.

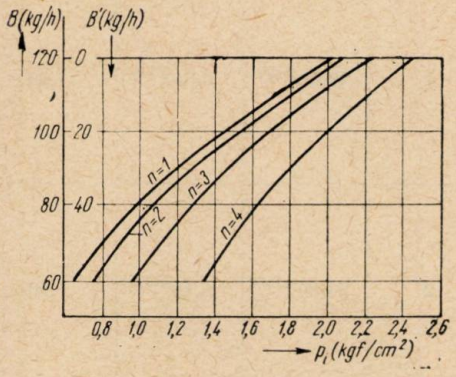


Fig. 3. — Variaţia debitelor de lichid B şi B' în funcţie de presiunea p_i pentru $n = 1, 2, 3, 4$.

p'_i, determină suma între rezistenţa hidrodinamică a ajutajului central de ieşire şi presiunea dinamică corespunzătoare a lichidului.

În figura 3, se prezintă variaţia debitelor B şi B' în funcţie de presiunea p_i măsurată pe conducta de alimentare cu lichid a ajutajelor tangenţiale.

Se pot face următoarele constatări:

— o dată cu creşterea cantităţii de lichid întors B' scade presiunea p'_i pentru $n =$ constant;

— o dată cu creşterea numărului de ajutaje tangenţiale n, la acelaşi debit de lichid întors, presiunea p'_i se măreşte. Această afirmaţie este valabilă şi pentru cazul cînd debitul de lichid întors este nul.

Din figurile 2 şi 3 se poate remarca faptul că diferenţe $p_i - p'_i$ are o variaţie relativ redusă pentru $n =$ constant şi debitul B' variabil.

Acest fenomen a făcut ca să se denumească uneori injectoarele cu cameră de turbionare cu întoarcere, *injectoare cu injecţie la presiune diferenţială constantă* [8], [9].

Calculînd coeficientul de debit al camerei de turbionare similar ca la camerele de turbionare fără întoarcere, se foloseşte relaţia:

$$\xi = \frac{B}{S_e \sqrt{2g\gamma_a p_i}}, \qquad (1)$$

în care

S_e — secţiunea ajutajului central de ieşire în m²;
g — acceleraţia gravităţii în m/s²;
γ_a — greutatea specifică a apei, în kg/m³.

Ținînd seama de geometria camerelor de turbionare studiate, se poate deduce relația de calcul:

$$\xi_i = 0{,}00985 \frac{B}{\sqrt{p_i}}, \qquad (2)$$

Rezultatele experimentale, prelucrate cu ajutorul formulei (2) sînt redate în figura 4.

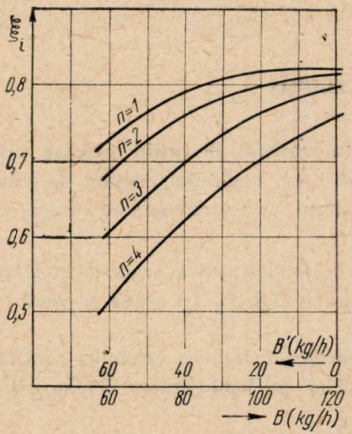


Fig. 4. — Variația coeficientului de debit ξ_i în funcție de debitele B și B', pentru $n = 1, 2, 3, 4$.

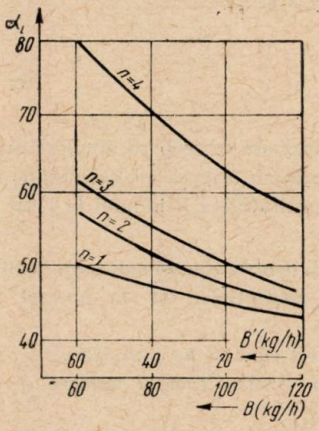


Fig. 5. — Variația unghiului conului de pulverizare α_i în funcție de debitul injectat B, pentru $n = 1, 2, 3, 4$.

Din figura 4, se constată că valorile cele mai mari pentru ξ_i se obțin în cazul injectorului prevăzut cu cameră de turbionare, care are un ajutaj tangențial.

Pentru aceeași valoare a debitului B și B' coeficientul de debit ξ_i, scade cu creșterea numărului de ajutaje tangențiale n.

La aceeași valoare a lui n, ξ_i scade o dată cu scăderea debitului de lichid pulverizat B, adică cu creșterea debitului de lichid întors B'.

La $n = 1$ pentru o variație a debitului B de la 60 — 120 kg/h, ξ_i variază între: 0,722 — 0,821.

Pentru $n = 4$, la aceeași variație a debitului, ξ_i variază între 0,509—0,755.

Se poate spune că alura curbelor de variație a coeficientului de debit este inversă față de cazul injectoarelor cu cameră de turbionare, fără întoarcerea combustibilului [2], [4], [6].

La acestea din urmă, coeficientul de debit al camerei de turbionare ξ, scade o dată cu creșterea debitului B iar valorile cantitative, în acest caz sînt mai mici.

Variația numărului de ajutaje tangențiale, dă însă același sens de variație pentru coeficientul de debit în ambele variante de funcționare. Astfel, dacă n crește ξ și ξ_i scad, fenomen explicabil chiar ținînd seama numai de faptul că rezistența hidrodinamică crește odată cu scăderea diametrului ajutajului tangențial.

Folosind metoda fotografierii instantanee a jetului pulverizat și după repartiția cantitativă a lichidului în jetul pulverizat s-au determinat valorile unghiului conului de pulverizare α_i pentru toate variantele experimentale. Rezultatele obținute sînt ilustrate de figura 5.

Din figura 5, se observă că o dată cu creșterea cantității de lichid întors B', pentru $n = \text{const.}$ unghiul α_i crește. Panta curbelor este mai mare cu cît n are o valoare mai mare.

Astfel, în timp ce la $n = 1$, pentru variaţia debitului de lichid întors B de la 0 la 60 kg/h, diferenţele pentru α_i sînt de numai 7° (de la 43 la 50°) la $n = 4$, pentru aceeaşi variaţie a debitului de lichid întors, unghiul α_i variază de la 56 la 80°, adică cu aproape 50 %.

La aceeaşi valoare a debitelor B şi B', unghiul α_i se măreşte, o dată cu creşterea numărului de ajutaje tangenţiale. Diferenţele cele mai mari apar între curbele corespunzătoare la $n = 3$ şi $n = 4$.

IV. CONCLUZII

Lucrarea are ca scop să studieze influenţa cantităţii de lichid întoarsă şi numărului de ajutaje tangenţiale asupra coeficientului de debit ξ_i, unghiului conului de pulverizare α_i şi repartiţiei cantitative a lichidului în jetul pulverizat, la injectoarele cu cameră de turbionare cu întoarcere.

Astfel, pentru aceeaşi valoare a debitului B', coeficientul ξ_i scade cu creşterea numărului de ajutaje tangenţiale, iar la aceeaşi valoare a lui n, ξ_i scade o dată cu creşterea debitului B.

Unghiul conului de pulverizare α_i se măreşte o dată cu creşterea cantităţii de lichid întoarsă, iar pentru aceeaşi valoare a debitului de lichid întors B', se măreşte cu creşterea lui n.

Aceste constatări sînt verificate şi de curbele de repartiţie cantitativă a lichidului în jetul pulverizat.

În cazul cînd cantitatea de lichid întoarsă este mică în raport cu cea efectiv injectată în focar, turbionul central de aer practic dispare, iar efectul intrării tangenţiale a lichidului în camere de turbionare, devine neglijabil.

Din punct de vedere practic se pot trage următoarele concluzii: coeficientul de debit avînd o valoare sensibil mai mare la injectoarele cu cameră de turbionare fără întoarcere decît la cele cu întoarcere, rezultă că şi consumul de energie pentru injectarea combustibilului va fi mai mic la cele din urmă.

De asemenea, folosirea întoarcerii la injectoarele cu cameră de turbionare, mărind unghiul de pulverizare sînt indicate în primul rînd pentru arzătoarele de combustibil lichid, care trebuie să realizeze o flacără scurtă cu diametru mare.

Injectoarele cu cameră de turbionare cu întoarcerea combustibilului sînt recomandabile şi în cazul în care aerul necesar arderii este insuflat cu un ventilator, deoarece în acest caz, pe lîngă alte posibilităţi pe care le oferă insuflarea aerului (posibilitatea preîncălzirii aerului cu ajutorul gazelor evacuate din focar etc.), consumul de energie pentru a realiza pulverizarea combustibilului este mai redus (presiuni reduse) iar gama de reglaj a sarcinii injectorului poate fi mărită în raport cu cea a injectoarelor fără întoarcerea combustibilului.

BIBLIOGRAFIE

1. Г. Н. Абрамович, *Прикладная газовая динамика*. ИПЛ, Москва, 1953.
2. H. Gebhardt, *Die Tropfengrössen bei Drallzerstäubung*. Maschinenbautechnik, *1*, 37—39 (1959); Maschinenbautechnik, *2*, 83—91 (1959).
3. P. Eisenklam, *Atomisation of liquid fuel for combustion*. Journal of the Institute of fuel, *4* (1961).

4. А. Г. Блок, Е. С. Кичигин, *О коэффициентах расхода и углах конусности факела.* Теплоэнергетика, *9* (1955).
5. Д. Т. Карпухович, *О выборе наивыгоднейшего диаметра камеры завихрения центробежной форсунки.* Теплоэнергетика, *11* (1960).
6. V. Ghia, I. Spahiu, S. Molfetta, *Influența numărului de ajutaje tangențiale asupra coeficientului de debit, unghiului conului de pulverizare și repartiției cantitative la injectoare cu cameră de turbionare.* S.C.E., *1* (1962).
7. А. И. Карабин, *Сжигание жидкого топлива в промышленных установках.* Металлургиздат, Москва, 1957.
8. Gian Luigi Valdenazzi, *Calcolo dei pulverizzatori di nafta a pressione differenziale costante.* Il Calore, *6*, 204—208 (1949).
9. — *Calcolo dei pulverizzatori di nafta a pressione differenziale costante.* Il Calore, *7*, 226—239 (1949).
10. А. М. Прахов, *Исследование и расчет центробежной форсунки.* Москва, 1960.

LUCRĂRILE CELUI DE-AL 6-LEA COLOCVIU AL „SOCIETĂȚII PENTRU TEHNICA COMBUSTIBILILOR" (B.T.G. IN DER D.D.R.) 1962 ȚINUT LA DRESDA (7—9 NOIEMBRIE 1962)

DE

N. PĂNOIU și I. CARABOGDAN

Lucrările celui de-al 6-lea colocviu al asociației germane de combustibil s-au desfășurat în cadrul unei manifestări științifice mai largi, a celei de-a 4-a sesiuni științifice a Universității tehnice din Dresda.

Această manifestare internațională a cuprins prezentarea a 52 comunicări științifice dintre care 17 comunicări ale participanților străini în 4 secții de specialitate după cum urmează :

1. Secția de mașini unelte condusă de prof. dr. ing. Berthold la care s-au prezentat 16 comunicări științifice dintre care 9 au fost prezentate de specialiști străini (4 din U.R.S.S., 2 din R.S.C., 2 din R.P.P. 1 din R.P.R.). Prof. dr. ing. Crișan din R.P.R. (Brașov) a prezentat comunicarea : *Propuneri pentru folosirea metodelor optice de măsurarea axelor principale ale mașinii.*

2. Secția angrenaje condusă de prof. dr. ing. W. Lichtenheldt la care s-au prezentat 11 comunicări dintre care 3 din străinătate (1 din U.R.S.S., 1 din R.P.P., 1 din R.P.R.). Prof. dr. ing. D. Mangeron din R.P.R. (Iași) a prezentat comunicarea *Metoda geometrică tangențială și folosirea ei în calculul angrenajelor.*

3. Secția de tehnica căldurii condusă de prof. dr. ing. W. Boie în care s-au prezentat 12 comunicări științifice dintre care 3 din străinătate (1 din R.S.C., 1 din R.P.R., 1 din R.P.P.). Ing. N. Pănoiu, ing. I. Carabogdan, ing. G. Singer de la Institutul de energetică au prezentat comunicarea *Asupra măcinării și arderii ligniților din R.P.R. în stare pulverizată.*

4. Secția tehnica frigului condusă de prof. H. Jungnickel în care s-au prezentat 13 comunicări științifice dintre care 4 din străinătate (1 din U.R.S.S., 3 din R.S.C.) la care țara noastră nu a participat cu comunicări.

În cadrul secției de tehnica căldurii s-au prezentat comunicările :

1. Prof. dr. ing. W. Loemke, Bergakademie Freiberg și ing. E. F. Goetz, VEB Mitteldeutscher Feuerungsbau Leipzig : *Asupra dezvoltării morilor autoventilate de praf de cărbune de mare debit.*

În lucrare se face o analiză tehnico-economică comparativă între morile cu ciocane cu puț și ambrazură și morile ventilator, mori considerate ca cele mai adecvate pentru arderea cărbunilor bruni.

Se menționează în raport, o încărcare specifică a rotorului de 10 t/m²h la morile normale *M* și de 15—35 t/m²h la morile *HM* de mare debit. Este interesant de arătat că la construcțiile cele mai noi, în vederea asigurării unei autoventilări cu gaze de ardere prelevate din focar s-a mărit viteza periferică a rotorului pînă la 82 m/s.

Vitezele periferice adoptate la construcția morilor ventilator sînt de 88 m/s.

Pe baza unei analize tehnico-economice comparative între morile cu ciocane *HM* și a morilor ventilator, autorii scot în evidență următoarele în legătură cu funcționarea acestora, cu cărbune brun :

— morile cu ciocane de tipul *HM* prezintă la debite mari, consumuri specifice de energie electrică comparabile cu acela al morilor ventilator cu mențiunea că la scăderea debitului morii consumul specific de energie electrică are o creștere cu mult mai accentuată la morile cu ciocane ;

— morile ventilator solicită într-o oarecare măsură un spor de putere instalată față de morile cu ciocane avînd rotorul cu o inerție mai mică ;

— încărcarea specifică a rotorului celor două tipuri de mori (*HM* și ventilator) este practic aceeași ;

— analiza comparativă a morilor trebuie făcută luîndu-se în considerare restul pe sita de 200 microni și restul pe sita de 1 mm, considerarea restului pe sita de 90 microni nefiind necesară ;

— pentru cazanele de mare putere cele două tipuri de mori autoventilate (*HM* și ventilator) pot fi luate în considerare în aceeași măsură, aceste cazane funcționînd cea mai mare parte din timp la debitul nominal.

2. Ing. W. Altmann, VEB Kraftwerk Trattendorf : *Probleme de aerodinamica separatoarelor de praf ale morilor ventilator.* Autorul pornind de la necesitatea măcinării cărbunilor cu multă cenușă arată că datorită diferenței de greutate specifică între cenușă și cărbune, în separatorul de praf al morii ventilator se recirculă în cea mai mare parte cenușa ceea ce conduce la o uzură exagerată a elementelor de măcinare ale morii. Reducerea practică a separatorului de praf la un tub profilat convenabil atrage o creștere a timpului de uzură al paletelor și blindajelor morii de la 400—700 ore pînă la 1 600— 3 500 ore în condițiile măcinării unui combustibil cu o cenușă de 25,3—53,5 g/10³kcal. Simplificarea separatorului conduce însă la creșterea nearselor în zgură și la reducerea corespunzătoare a randamentului cu 3%. Echiparea cazanului cu un grătar de arderea particulelor mari la baza focarului remediază complet acest inconvenient.

3. Ing. K. Maschke, VEB Kraftwerk Lübbenau : *Cercetări asupra comportării prafului în separatoarele și conductele de praf ale morilor ventilator.* După o scurtă prezentare a cazanului de 220 t/h echipat cu mori ventilator se prezintă dificultățile apărute la funcționarea cazanului în centrala Lübbenau cu cărbune Schlaberndorf. Între dificultățile semnalate se scoate în evidență zgurificarea ecranelor din focar și uzura exagerată a morilor și conductelor de praf. Cercetările întreprinse s-au referit la simplificarea separatorului și reducerea substanțială a cantității recirculate, studiul fluxului aer-praf a arzătorului cu fante, studiul repartiției granulometrice în coturile și ramificațiile conductelor de praf. Autorul pornind de la constatarea că în coturile și ramificațiile conductelor de praf are loc o concentrare a particulelor mari la periferie și a celor mici la centru, propune aplicarea unor palete directoare care înlătură acest inconvenient. Autorul subliniază, de asemenea, necesitatea aplicării unui grătar la baza focarului în cazul simplificării separatorului de praf spre un tub profilat corespunzător.

4. Prof. ing. W. Herrmann, Hochschule für Schwermaschinenbau Magdeburg : *Cercetări asupra arderii combustibililor cu conținut ridicat de cenușă în centrala Lübbenau.* Autorul, după o scurtă prezentare a cazanului de 350 t/h echipat cu mori ventilator N—63 arată că în

condiţiile arderii cărbunelui brun cu multă cenuşă (cenuşa la masa uscată de 24—30%) există dificultăţi importante în desfăşurarea normală a procesului de ardere în stare pulverizată. În lucrare se prezintă în mod special reacţiile care au loc şi care favorizează zgurificarea în cazul atmosferii reducătoare; se recomandă ca în spaţiul focarului să existe o atmosferă oxidantă. Se arată, de asemenea, că zgurificarea are loc numai atunci cînd combustibilul şi particulele de cenuşă sînt proiectate pe pereţi pentru evitarea cărora este necesară o dirijare corectă a flăcării, o dimensionare adecvată a vitezei aerului şi prafului de cărbune şi o repartiţie corectă aer-praf. De asemenea, se dau indicii pentru profilarea corectă a grupului arzător focar pentru arderea acestor combustibili.

5. Ing. H. Gast şi ing. W. Voelkel, VEB Mitteldeutscher Feuerungsbau Leipzig: *Cercetări asupra repartiţiei CO_2 şi a temperaturii în focarul cazanului de 160 t/h cu mori ventilator.* Autorul se referă la cercetările efectuate pe un cazan cu arzătoare la colţuri. Arzătoarele de tipul nou, cu flacără scurtă, au dat rezultate satisfăcătoare. Pentru ridicarea izotermelor la gura arzătorului şi în focar s-au folosit pirometre cu absorbţie prevăzut cu priză de aspiraţia gazelor de ardere. Pentru determinarea repartiţiei aerului şi prafului în arzător s-au efectuat măsurători de viteză în gura arzătorului la rece şi la cald. Rezultatele, în condiţiile arderii cu cărbune brun cu o putere calorifică de 2 000—2 330 kcal/kg sînt în concordanţă cu studiile efectuate pentru aerodinamica arzătorului de praf.

6. Ing. Anacker, VEB Chemische Werke Buna: *Reconstrucţia instalaţiilor de pregătire a prafului la cazane cu arzătoare frontale şi un singur drum de gaze.* Autorul relatează despre 6 cazane cu un debit de 90—100 t/h fiecare, care au fost modificate pentru ridicarea debitului la 120 t/h.

7. Ing. N. Pănoiu, ing. I. Carabogdan şi ing. G. Singer, Institutul de energetică al Academiei R.P.R.: *Asupra măcinării şi arderii în stare pulverizată a ligniţilor din R.P.R.* După o scurtă prezentare a dezvoltării energetice a R.P.R. se prezintă locul pe care îl ocupă ligniţii în clasa mare a cărbunilor bruni. Se analizează cercetările efectuate în domeniul rezistenţei la măcinare subliniindu-se rezistenţa ridicată a ligniţilor faţă de a celorlalţi cărbuni. Se atrage atenţia asupra faptului, că datorită consistenţei slabe a rocilor din culcuş şi coperiş, creşterea conţinutului de cenuşă reduce corespunzător rezistenţa la măcinare. Aceasta face ca cenuşa din combustibil să se aglomereze în fracţiile fine ale prafului. Mărirea granulaţiei iniţiale a combustibilului are de asemenea o influenţă defavorabilă asupra măcinabilităţii ligniţilor.

Se analizează, de asemenea, influenţa umidităţii, materiilor volatile şi puterii calorifice asupra măcinabilităţii ligniţilor comparativ cu a celorlalţi cărbuni. Pe baza rezultatelor obţinute în domeniul măcinabilităţii ligniţilor se analizează comparativ rezultatele obţinute pe trei tipuri de scheme de măcinarea ligniţilor:

— moara cu ciocane cu puţ şi ambrazură;
— moara cu ciocane cu separator şi arzătoare;
— moara ventilator,

arătîndu-se că cele mai bune rezultate au fost obţinute la măcinarea cu ajutorul morii ventilator. Se prezintă în continuare cazanele echipate cu mori ventilator proiectate în R.P.R. pentru arderea ligniţilor.

Lucrarea se încheie cu prezentarea rezultatelor cercetărilor în domeniul punctelor caracteristice ale cenuşilor şi în domeniul comportării zgurii în faza lichidă. Se atrage atenţia asupra faptului că zgurile ligniţilor sînt puternic acide şi că în unele cazuri este necesară adăugarea unui fondant bazic pentru a menţine viscozitatea în limitele prescrise la temperaturile din focar.

8. Prof. dr. ing. M. Sasiadek, Politehnica din Wroclaw (R. P. Polonă): *Asupra măcinării cărbunilor cu aer sub presiune.*

Cercetările se referă în special la rezistența particulelor la măcinare și consumul de energie aferent acesteia. Rezultatele s-au obținut pe o instalație de modelare cu aer sub presiune la 15 kg/cm². Autorul explică efectul de măcinare ca fiind cauzat de diferența de presiune dintre presiunea din capilarele cărbunelui și presiunea mediului de transport. Încercările se referă la huilă fracția 2—4 mm. Rezultatele au demonstrat că consumul de energie electrică necesar măcinării cu aer sub presiune este cu mult mai mare ca la măcinarea mecanică clasică și nu apare economic decît în cazuri particulare.

9. Ing. G. Seidel, Institut für Wärmetechnik und Automatisierung der Silikathütten-industrie Jena Burgbau: *Cercetări asupra formării flăcării la combustibili solizi și gazoși în cuptoare rotative.*

Autorul se referă la cercetările efectuate pe o instalație semiindustrială pe care a fost studiată arderea prafului de antracit, arderea prafului de cărbune brun și arderea gazelor industriale. Cu această ocazie s-au demonstrat ca optim procentul de 35—45% aer primar și 300—450°C temperatura de preîncălzire a aerului secundar. Viteza optimă a aerului secundar a fost stabilită la 28—40 m/s.

În aceste condiții — s-a obținut o temperatură în zona de clincherizare de 1 550 — 1 650°C un exces de aer la coș de 1,01—1,17 și un randament al cuptorului de 85—90%. Pentru aceste rezultate a fost necesară menținerea raportului C/H = 12—18.

10. Ing. J. Kanter, Forschungs- und Versuchsanstalt für Strömungsmaschinen Dresda: *Cercetări asupra pulverizării prin rotație.* Autorul se referă la studiul injectoarelor centrifugale pentru arderea combustibililor lichizi pe baza similitudinii. Se arată că posibilitățile de modelare numai pe baza pulverizării mecanice sînt limitate și că în viitor cercetările trebuie continuate avîndu-se în vedere o pulverizare mixtă (mecanică și cu aer).

11. Dr. rer. nat. W. Schneider, Technische Universität Dresda: *Întrebuințarea cromatografiei gazelor în problema specială a analizei gazelor de ardere.*

Se analizează principiile cromatografiei analitice a gazelor comparativ cu celelalte metode. Dintre componentele gazelor de ardere, N_2, O_2, CO_2, CO, SO_2 și SO_3, numai acesta din urmă nu este adecvat metodei cromatografice de analiză. Din cauza comportării diferite din punct de vedere fizico-chimic a acestor componente este necesar ca analiza să se facă în două aparate: unul pentru N_2, O_2, CO și celălalt pentru CO_2 și SO_2.

Pentru studiul SO_2 autorul propune o metodă originală de separare într-o coloană de 6 mm diametru și 1,60 m înălțime cu ulei de Silicon pe Sterchomol. Analiza se efectuează în timp de 4,5 minute cu 20 ml gaz la temperatura de 30°C folosindu-se ca gaz portant H_2.

12. Prof. dr. ing. Dolezal, Institutul Politehnic din Praga (R. S. Cehoslovacă): *Asupra vitezei de ardere a combustibililor solizi în focarele cazanelor cu evacuare lichidă a zgurii.* Se prezintă rezultatele obținute asupra repartiției combustibilului în focarul unui cazan cu evacuarea lichidă a zgurii. Folosind o sondă specială care permite măsurarea temperaturii, analizei gazelor de ardere și prelevarea probelor de cărbune, autorul a trasat izotermele izocompozițiile gazelor și a cercetat stadiul de ardere în care se găsesc particulele în suspensie în focar. Autorul încearcă o analiză a rezultatelor obținute pe baza curbelor de reactivitatea combustibilului funcție de temperatură, natura combustibilului și granulație și pe baza rezultatelor face recomandări asupra profilării focarului cu evacuarea lichidă a zgurii.

Se observă în încheiere că în cazul celui de-al 6-lea colocviu al asociației științifice : Brennstofftechnische Gesellscahft au fost dezbătute o multitudine de probleme privind arderea combustibililor inferiori.

Colocviul respectiv a constituit un minunat schimb de experiență al specialiștilor dintr-o serie de țări socialiste în domeniul arderii combustibililor solizi.

Participanții la colocviu au avut ocazia să-și lărgească orizontul rezultatelor obținute și perspectiva cercetărilor viitoare ce trebuie întreprinse în vederea adîncirii cunoștințelor teoretice și tehnice din vastul și relativ puțin exploratul domeniu al arderii combustibililor inferiori.

R. DOLEZAL, *Grosskesselfeuerungen* (Focare pentru cazane de mare debit). Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1961.

În energetica contemporană tendința de bază în domeniul dezvoltării agregatelor de cazane constă în mărirea considerabilă a capacității lor. Trecerea la agregate uriașe este cu atît mai complicată cu cît baza de combustibili este diferită de la o țară la alta, folosindu-se în multe țări fie combustibili solizi inferiori, fie combustibili superiori gazoși sau lichizi — fie combinîndu-se arderea unui combustibil solid cu unul gazos sau lichid. Este de la sine înțeles că pentru realizarea unor unități mari corespunzătoare stadiului actual de dezvoltare a tehnicii este necesară cunoașterea tuturor factorilor — și numărul lor este foarte mare — ce intervin în construcția și în special în calculul agregatului de cazan. Realizarea unor agregate de cîteva sute sau chiar mii de tone de abur cere o construcție și exploatare sigură. Datorită cercetărilor intense întreprinse în special în ultimii ani și prelucrării științifice a experienței (exploatării) folosindu-se matematica, fizica și chimia au fost interpretate numeroase fenomene și puse în evidență multe și importante relații, cu valabilitate generală și care ușurează munca constructorului de cazane. După cum spune însuși autorul în introducerea cărții sale „firul conducător la conceperea cărții a fost acela de a arăta cele mai importante principii care sînt determinante pentru dezvoltarea actuală a focarelor cazanelor de mare debit". Autorul, profesor la Inst. politehnic din Ostrava în momentul apariției cărții, iar azi prof. la catedra de cazane a politehnicii din Praga, este cunoscut specialiștilor prin numeroasele sale cărți publicate în R.S.C., U.R.S.S., R.D.G., R.F.G. în domeniul cazanelor (*Cazane cu focare cu evacuare lichidă a zgurii, Cazane cu străbatere forțată, Abur de înaltă presiune*) a dezvoltat pe baza unei bibliografii extrem de moderne și bogate toate problemele noi care sînt necesare în construcțiile actuale și viitoare de focare, renunțînd la detalii constructive cu o temporaritate scurtă.

Cartea cu un total de 362 pagini și 312 figuri se împarte în două părți și anume: I — *Teoria și elementele focarelor de mare debit* (p. 1—293) și II — *Focare executate* (p. 293—337). În capitolul *A* al primei părți, autorul după ce explică motivele care au dus la utilizarea cazanelor cu debite mari, arată consecințele folosirii agregatelor unitare mari și problemele privitoare la relația rețea electrică — producător de abur. El atacă apoi, după o scurtă incursiune în bilanțul energetic mondial (creșterea consumului de energie, variația bazei de combustibil) cifrele caracteristice ale focarelor — pornind de la ecuația unei mașini termice, problema temperaturii gazelor la coș (funcție în special de preîncălzirea apei și aerului și încheie cu o enumerare a condițiilor la care trebuie să răspundă focarele cazanelor.

Capitolul *B* se ocupă de tipurile de focare dar în special de problemele ce se ridică la fiecare caz. La focarele cu combustibil solid sînt atacate comparativ avantajele și dezavantajele evacuării solide și lichide; sînt discutate apoi focarele ciclon, cazanele pentru combustibil gazos și lichid; aici autorul discută separat și diversele preîncălzitoare de aer întrucît sînt considerate instalații (elemente) auxiliare ale focarului.

Capitolul *C* este consacrat procesului de dezvoltare a căldurii în focar (pregătirea combustibilului, cinetica arderii combustibilului solid, flacăra și turbionarea acesteia, modelele, preîncălzirea aerului și excesul de aer), cenușa și zgura, masa minerală și cenușă, volatilizarea, fuziunea cenușii, reologia zgurii și problemele ridicate de prezența sulfului în combustibil.

Capitolul *D* al cărții tratează pregătirea combustibilului — în special a celui solid — și tipurile principale de arzătoare și injectoare precum și instalațiile auxiliare și schemele mai noi pentru alimentarea cu aer a preîncălzitoarelor.

Suprafețele încălzitoare ale focarelor sînt analizate mai pe larg în capitolul *E*; aici după ce prezintă mai întîi cîteva considerații și elemente mai noi de calcul, răcirea focarului și factorul de forma, estimarea focarului, grad de negreală, cîmp de temperaturi și grad de murdărire depuneri exterioare, autorul analizează ecranele acoperite sau nu cu masă protectoare.

Problema componentelor minerale în resturile provenite din arderea combustibilului (probleme de separare și desprăfuirea gazelor și recirculația elementelor provenite din desprăfuire) sînt analizate în capitolul *F*, iar în capitolul *G* autorul se ocupă cu evacuarea cenușii respectiv în cazul evacuării lichide, a zgurii. Aici sînt tratate pe lîngă pîlniile de evacuarea zgurii în special baia de zgură pentru cazul evacuării lichide, gura de evacuarea zgurii sub forma lichidă și granularea zgurii precum și problemele de reologia zgurii. Instalațiile de transport și depozitarea cenușii (căzăturii) a granulatului sînt descrise în capitolul *H* după care urmează capitolul *J* — *Dinamica focarului* împărțit la rîndul lui în două — reglajul focarelor și măsuri pentru coborîrea debitului minim.

În partea a II-a a cărții *Focare executate* se analizează tipurile noi de focare; capitolul *A* — pentru evacuarea solidă (separat pentru cărbuni bruni și separat pentru cărbuni superiori) — și cazanele cu evacuare lichidă inclusiv tipurile de focare ciclon în capitolul *B*. Ultimul capitol *C* este consacrat cazanelor cu ardere mixtă cărbune-combustibil lichid și cărbune-gaze.

Lucrarea în ansamblul ei se caracterizează prin claritatea expunerii temei și prin redarea în mod cît se poate de complex a celor mai noi realizări din tehnică.

Cartea în ansamblu este o îmbinare a unui înalt nivel tehnic și a unei munci intense.

Cartea prezintă cele mai noi probleme din domeniul cazanelor; este însoțită de un bogat material bibliografic cuprinzînd 304 titluri din literatura tehnică mondială.

G. Singer

701 F 2701

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

SERIA B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

1963 DEC 6

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
St. cerc. energ. Vol. 13 Nr. 3-B p. 303—443 Bucureşti 1963

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XIII, nr. 3, 1963 Apare de 4 ori pe an

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
Acad. R. RĂDULEŢ — *redactor responsabil*;
Acad. M. BERCOVICI;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
I. BLUM;
T. IONESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU;
D. GRECOV.

REDACŢIA: BUCUREŞTI, Şoseaua Vitan nr. 236

EDITORIAL

S-au împlinit, la 9 iunie a.c., 15 ani de la înființarea Academiei Republicii Populare Romîne. Vechea Academie Romînă a fost mai mult un for de consacrare, unde acționa, în primul rînd, principiul promovării intereselor burgheziei. Această instituție întreținea cultul așa-zisei „științei pure" — a științei ruptă de nevoile practicii. Academia veche nu dispunea de institute proprii de cercetare și nu era interesată de conducerea activă a muncii științifice și culturale din țara noastră.

În anul 1948, sub conducerea Partidului, s-a înființat o instituție academică de tip nou — instituție cu caracter activ, strîns legată de nevoile poporului și avînd menirea de a dezvolta și folosi cuceririle științifice și culturale, pentru construirea socialismului în patria noastră.

În cuvîntarea rostită, la prima Sesiune a Academiei R.P.R., tovarășul Gh. Gheorghiu-Dej a definit astfel sarcinile și orientarea muncii științifice : „Gîndirea științifică trebuie să fie în strînsă legătură cu rezolvarea justă a problemelor pe care le ridică viața practică ... Dar nu trebuie să uităm niciodată, că sarcina științei este să satisfacă trebuințele poporului și de aceea — în toate realizările lor — oamenii de știință, litere și artă trebuie să tindă ca rezultatele pe care le obțin în cercetările lor teoretice să-și poată găsi cît mai repede o valorificare practică" *).

Academia R.P.R., cel mai înalt for științific din patria noastră, are sarcina de a rezolva la un înalt nivel problemele științifice ridicate de dezvoltarea economiei naționale și culturii noastre, de pe poziția ideologică a clasei muncitoare, de a pune în valoare tot ce este progresist în trecutul țării noastre, contribuind astfel, în mod activ, la efortul susținut al întregului popor muncitor, la desăvîrșirea construirii socialismului.

În țara noastră, datorită politicii partidului și guvernului, s-a asigurat un avînt nemaiîntîlnit al economiei naționale, al înfloririi multilaterale a științei și culturii.

Statul nostru socialist asigură cercetării științifice condiții din cele mai favorabile, investind fonduri importante pentru dezvoltarea bazei

*) *. * . Inaugurarea celei dintîi Sesiuni generale a Academiei Republicii Populare din octombrie 1948. Bucureşti, 1949.*

materiale a cercetării și promovarea științei. Astfel, în cadrul Academiei au fost înființate 33 institute și 7 centre de cercetare, nu numai în București dar și în centrele universitare din provincie, unde Academia R.P.R., are unități de cercetare și anume : Filialele din Iași și Cluj și Bazele de cercetări din Timișoara și Tg. Mureș.

Organizarea pe baze noi a Academiei R.P.R., inițiată și condusă de partid, și noua orientare a activității ei a constituit o necesitate obiectivă, legată de marile prefaceri economice și sociale din țara noastră și marchează un moment important al desfășurării revoluției noastre culturale.

Oamenii de știință din R.P. Romînă au răspuns cu cinste și devotament chemării partidului și s-au integrat în frontul de luptă și muncă al harnicului nostru popor muncitor, inițiind cercetări care deschid noi căi progresului, care interesează economia și cultura noastră socialistă. În cadrul Academiei R.P.R. au crescut numeroase cadre tinere de valoare. Lucrările de cercetare științifică în cei 15 ani s-au desfășurat, an de an, într-un ritm din ce în ce mai intens, mai cuprinzător, mai planificat. S-a întărit progresiv legătura dintre știință și sarcinile construirii socialismului.

Lucrările oamenilor de știință romîni sînt apreciate atît în țară cît și peste hotare, unde contribuția științei romînești se bucură de prestigiu din ce în ce mai mare.

Linia urmată de Institutul de energetică a fost aceea de a îmbina cercetarea la cel mai înalt nivel cu aplicarea în practică a rezultatelor cercetărilor. În cei aproape 15 ani trecuți de la înființarea institutului, cîmpul problemelor atacate s-a lărgit o dată cu creșterea și cu perfecționarea cadrelor sale. Această dezvoltare a preocupărilor institutului se oglindește și în publicația sa periodică : „Studii și cercetări de energetică". Primul număr al revistei a apărut în anul 1951, iar începînd din anul 1962, revista apare în două serii paralele : seria A, de energetică generală și electroenergetică — și seria B, de termoenergetică și combustibili solizi. Lucrările mai importante și de interes mai general se publică și în revista „Revue d'Electrotechnique et d'Energétique", în limbi de circulație internațională.

Problema arderii combustibililor în instalații industriale reprezintă o preocupare continuă a Institutului de energetică ; ea a fost abordată fie prin analiza posibilităților de ardere a diferiților combustibili, fie prin studiul unor instalații adecvate de ardere a acestora. Arderea combustibililor solizi este o cercetare care se întreprinde de mulți ani în institut, preocuparea majoră fiind în ultimul timp cercetarea posibilităților de a arde combustibilii inferiori de tipul ligniților. Studiul arderii combustibililor lichizi și gazoși a fost început de cîțiva ani și s-au obținut rezultate atît teoretice cît și practice, prezentate prin numeroase articole. Una din problemele rezolvate în institut o constituie studiul cazanului Vuia IE, cercetare dusă pînă la introducerea în producția de serie a unui cazan Vuia modificat. Problemele privind utilizarea presiunii de zăcămînt a gazelor naturale au condus de asemenea la o cercetare originală, dezvoltată cu succes în institut. Articolele publicate timp de 10 ani în acest domeniu tratează aspectele ridicate de studiul și introducerea în practică a compresoarelor cu jet, a turbionatorului frigorific și a turbinei de trecere.

Un domeniu important de cercetare și cu largi implicații practice, care a condus la cercetări multiple în institut, îl constituie recuperarea căldurii în instalațiile industriale. Aspectele energetice ale motoarelor termice sînt o preocupare continuă a cercetătorilor institutului. Aceștia au studit arderea detonantă, dependența dintre cifra octanică a combustibilului și funcționarea motorului, alimentarea motoarelor cu gaze naturale, supraalimentarea, studiul reducerii consumului de benzină și arderea în motoarele cu aprindere prin compresiune și cameră divizată. Sectorul de tehnologia combustibililor solizi a avut ca preocupare continuă găsirea căilor de realizare de combustibili energetici din combustibili inferiori. În această direcție, cercetările privind producerea cocsului metalurgic și desulfurarea lui sînt în stadiul de a da rezultate la scară industrială.

Paralel cu aceste cercetări, s-au dezvoltat în institut utilaje și metode noi de cercetare, dintre care le relevăm pe cele care folosesc măsurătorile cu izotopi radioactivi. Aceste preocupări, care au permis stabilirea de metode mai avansate de cercetare, au fost marcate în revista noastră. De asemenea, în note și în rubrica „Din viața laboratoarelor" s-au prezentat instalațiile experimentale deosebite, realizate în institut.

Examinarea lucrărilor apărute în ambele serii ale revistei „Studii și cercetări de energetică" poate da o vedere de ansamblu asupra dezvoltării cercetărilor în Institutul de energetică și deci o indicație asupra unei laturi din activitatea multiplă desfășurată de Academia R.P.R. în sprijinul întăririi și dezvoltării patriei noastre.

Comitetul de redacție

METODA DE CALCUL A RECUPERATOARELOR TUBULARE CONVECTIVE, FUNCŢIONÎND CU AERUL DE ADMISIE ÎNCĂLZIT

DE

V. V. GHIA

662.9

1. GENERALITĂŢI

Preîncălzirile aerului folosite la ardere, în schimbătoare de căldură tubulare convective care recuperează o parte a căldurii gazelor de ardere evacuate din cuptoarele tehnologice ale rafinăriilor de ţiţei sau din instalaţiile de cazane, conduce la importante avantaje economice.

În special, pentru a se putea curăţi uşor de depuneri, aceste recuperatoare se construiesc din ţevi netede de oţel, prin interiorul cărora circulă gazele de ardere, aerul scăldîndu-le prin exterior. Se ţine seama că în cele mai multe din cazurile menţionate, temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator este 300—500°C, iar temperatura aerului preîncălzit în general nu depăşeşte 250°C.

Transmiterea căldurii de la gazele de ardere la peretele recuperatorului se efectuează în special prin convecţie.

Unul dintre cele mai mari inconveniente care apar la aceste schimbătoare de căldură este coroziunea suprafeţelor metalice, care apare la funcţionarea cu păcură.

Pentru înlăturarea coroziunii, uneori se recurge la micşorarea temperaturii punctului de rouă „acid" t_c la care apare coroziunea, prin micşorarea excesului de aer la care are loc arderea, sau prin adăugarea de aditivi

în combustibilul lichid şi în gazele de ardere. Alteori se folosesc oţeluri anticorozive la construcţia suprafeţei de schimb de căldură.

Pentru menţinerea temperaturii peretelui la o valoare superioară temperaturii t_c, tehnica actuală recurge la mai multe procedee. Astfel, se recirculă aerul preîncălzit în recuperator sau se încălzeşte aerul aspirat de ventilator cu gaze de ardere calde aspirate din focar. De asemenea, se folosesc scheme de mişcare a aerului în raport cu gazele de ardere, care determină obţinerea unei temperaturi ridicate pentru peretele recuperatorului sau se recurge la reducerea vitezei aerului în zona periclitată.

Lucrarea prezentă se va ocupa de acest ultim grup de procedee care permit înlăturarea pericolului coroziunii, indicîndu-se metodica care trebuie adoptată pentru calculul judicios al recuperatoarelor.

2. CALCULELE PRELIMINARE

2.1. *Temperatura peretelui.* Pentru calculul unui recuperator nou, se dau de obicei:

— temperatura aerului ambiant t_a, în °C;
— temperatura aerului preîncălzit t_a'', în °C;
— temperatura gazelor de ardere t_g' la intrarea în recuperator, în °C;
— debitul de aer preîncălzit D_a şi debitul gazelor de ardere vehiculate prin recuperator D_{ga}, în Nm³/h.

În cazul schemei curent încrucişat-contracurent pe care trebuie să o avem în vedere mai întîi, datorită eficienţii termice pe care o prezintă, temperatura peretelui în zona cea mai periclitată coroziunii are valoarea

$$t_{pc} = t_a + \frac{t_g'' - t_a}{1 + \frac{\alpha_a}{\alpha_g}}. \tag{1}$$

Mărimile care intervin suplimentar în relaţia (1) au semnificaţia următoare:

t_g'' — temperatura gazelor de ardere la evacuarea din recuperator, în °C;
α_a — coeficientul de transmiterea căldurii prin convecţie, de la perete la aer, în kcal/m².h.grd;
α_g — coeficientul de cedarea căldurii, de la gazele de ardere, la peretele recuperatorului, în kcal/m².h.grd.

Temperatura t_g'', rezultă din ecuaţia de bilanţ termic a recuperatorului

$$t_g'' = \frac{i_g'}{c_g} - \frac{D_a(i_a'' - i_a)}{\psi . D_{ga} . c_g}, \tag{2}$$

unde

i_g' este entalpia gazelor de ardere la temperatura t_g', în kcal/Nm³;
i_a'', i_a — entalpiile aerului la temperaturile t_a'' şi t_a în kcal/Nm³;

c_g — căldura specifică medie între 0°C şi temperatura t_g'', a gazelor de ardere, în kcal/Nm³.grd;

ψ — coeficient care ţine seama de pierderile de căldură ale recuperatorului către mediul ambiant.

Din relaţia (1) se remarcă faptul că mărimea temperaturii peretelui t_{pc} este determinată în special de temperaturile t_a şi t_g'' şi mai puţin de raportul $\frac{\alpha_a}{\alpha_g}$.

Din această cauză, de cele mai multe ori nu este indicat de a se complica construcţia recuperatorului, prin micşorarea nerațională a vitezei aerului, deci a coeficientului α_a în zona periclitată de coroziune.

Cel mai judicios este ca raportul $\frac{\alpha_a}{\alpha_g}$ să corespundă vitezei optime, atît a gazelor de ardere cît şi a aerului.

Viteza optimă a gazelor de ardere rezultă din calcule tehnico-economice [1] şi din considerente de ordin practic, care se referă în special la preîntîmpinarea pericolului înfundării ţevilor prin care circulă gazele.

Valoarea optimă a vitezei aerului se obţine prin determinarea raportului optim dintre vitezele aerului şi gazelor de ardere, după metodica ce se va prezenta la paragraful următor.

Dacă temperatura peretelui calculată din relaţia (1) dă o valoare mai mare ca temperatura punctului de rouă t_c, calculul recuperatorului se va efectua după metodica clasică [2], [3]. În cazul $t_p < t_c$ dacă din considerente tehnico-economice nu este indicată folosirea procedeelor de micşorare a temperaturii t_c, se recomandă mărirea temperaturii t_p prin:

— creşterea temperaturii aerului la intrarea în recuperator, sau;

— creşterea temperaturii gazelor de ardere în zona cea mai periclitată coroziunii, modificînd convenabil schema de mişcare a aerului în raport cu gazele de ardere.

2.2. *Raportul optim între viteza aerului şi a gazelor de ardere.* Se va insista asupra acestei probleme, deoarece a fost lăsată în suspensie la paragraful precedent şi în acelaşi timp prezintă o deosebită importanţă în construcţia raţională a recuperatorului însuşi.

La regimul optim de funcţionare, este necesar ca suprafaţa specifică de încălzire A, să fie minimă la o energie specifică E dată, pentru vehicularea aerului insuflat şi a gazelor de ardere. Tot pentru regimul optim la o valoare A constantă, trebuie ca mărimea E să fie minimă.

Mărimea A rezultă din raportul între suprafaţa de schimb de căldură în contact cu gazele de ardere şi cantitatea de căldură Q transmisă orar aerului preîncălzit.

Energia specifică E este dată de raportul între energia necesară vehiculării aerului şi gazelor de ardere şi căldura Q.

Mărimile A şi E sînt funcţie de vitezele aerului w_a şi gazelor de ardere w_g, deci va trebui determinată relaţia dintre aceste mărimi, astfel încît să fie îndeplinite condiţiile care conduc la funcţionarea optimă.

Pentru ca $A = A_{\min}$ la $E = \text{const.}$ trebuie ca $dA \equiv 0$. Deoarece $A = f(w_a, w_g)$ rezultă că este necesar ca

$$dA = \frac{\partial A}{\partial w_a} \cdot dw_a + \frac{\partial A}{\partial w_g} \cdot dw_g \equiv 0. \tag{3}$$

Fiindcă $E = F(w_a, w_g) = \text{const.}$

$$dE = \frac{\partial E}{\partial w_a} \cdot dw_a + \frac{\partial E}{\partial w_g} \cdot dw_g = 0, \tag{4}$$

sau

$$dw_a = -\frac{\dfrac{\partial E}{\partial w_g}}{\dfrac{\partial E}{\partial w_a}} \cdot dw_g. \tag{5}$$

Înlocuind (5) în relația (3) rezultă

$$dw_g \left(\frac{\partial A}{\partial w_g} - \frac{\dfrac{\partial E}{\partial w_g}}{\dfrac{\partial E}{\partial w_a}} \cdot \frac{\partial A}{\partial w_a} \right) \equiv 0, \tag{6}$$

sau

$$\frac{\partial A}{\partial w_a} \cdot \frac{\partial E}{\partial w_g} = \frac{\partial E}{\partial w_a} \cdot \frac{\partial A}{\partial w_g},$$

deoarece

$$dw_g \neq 0.$$

Aceeași relație (6) trebuie să fie satisfăcută și pentru ca $E = E_{\min}$ la $A = \text{const.}$

Ținînd seama de expresiile funcțiilor $A = f(w_a, w_g)$ și $E = F(w_a, w_g)$ pentru recuperatoarele din țevi netede de oțel, se obține

$$w_{a_0}^{3+n_a-m_a} = \frac{P}{R} \cdot \frac{\dfrac{\nu_a^{n_a-m_a}}{\lambda_a} \left(\dfrac{T_{ma}}{273} \right)^{m_a-n_a-2}}{\dfrac{\nu_g^{n_g-m_g}}{\lambda_g} \left(\dfrac{T_{mg}}{273} \right)^{m_g-n_g-2}} \cdot w_{g_0}^{3+n_g-m_g}, \tag{7}$$

unde

$$P = \frac{\pi \cdot n_a}{3 - m_a} \cdot \frac{d_a^{m_a-n_a} \cdot \eta_a}{C_a \cdot \xi_a \cdot (s_1 - d_a) \cdot \gamma_a} \tag{8}$$

și

$$R = \frac{4n_g}{3 - m_g} \cdot \frac{d_g^{m_g-n_g-1} \cdot \eta_g}{C_g \cdot \xi_g \cdot \gamma_g}. \tag{9}$$

În relațiile (7), (8) și (9) mărimile notate cu indicele a ($\nu_a, \lambda_a, n_a, m_a, \ldots$) se referă la aer, iar mărimile notate cu indicele g ($\nu_g, \lambda_g, n_g m_g \ldots$) se referă

la gazele de ardere. Coeficienții n și C rezultă din ecuația $\mathcal{N}u = C \cdot \mathcal{R}e^n$, care precizează transmiterea căldurii prin convecție. Coeficientul m este exponentul criteriului $\mathcal{R}e$, care apare în formulele pentru calculul pierderilor de presiune, de pe traseul aerului și gazelor de ardere. Semnificația celorlalte mărimi care apar în relațiile (7), (8) și (9) este următoarea:

w_{a_0}, w_{g_0} — viteza aerului și viteza gazelor de ardere, raportate la condițiile normale, în Nm/s;

ν — coeficientul de viscozitate cinematică, în m^2/s;

λ — coeficientul de conductibilitate termică, în kcal/m.h.grd;

γ — greutatea specifică, în kg/Nm^3;

ξ — coeficient de rezistență aerodinamică;

T_{ma}, T_{mg} — temperaturile medii absolute ale aerului și gazelor de ardere, în °K;

η_a — randamentul total al ventilatorului care livrează aerului insuflat;

η_g — randamentul total al exhaustorului care vehiculează gazele de ardere prin recuperator;

d_a — diametrul exterior al țevilor, în m;

d_g — diametrul interior al țevilor, în m;

s_1 — pasul transversal al fascicolului de țevi, în m.

Din relația (7) rezultă că raportul optim al vitezelor $\frac{w_{a_0}}{w_{g_0}}$ depinde de temperaturile, caracteristicile fizice, caracterul scurgerii aerului și gazelor de ardere pe de o parte, iar pe de altă parte, de geometria țevilor care alcătuiesc recuperatorul și tipul acestuia.

3. METODE PENTRU RIDICAREA TEMPERATURII PERETELUI

3.1. *Încălzirea aerului rece prin amestec cu aer preîncălzit.* Din schema circulației fluidelor gazoase în recuperator, prezentată pe figura 1, rezultă că pentru cazul cînd se recirculă debitul de aer D_a avînd temperatura t_a, debitul total de aer care este vehiculat prin recuperator este

$$D_t = D_a + D_a'', \tag{10}$$

unde D_a reprezintă debitul de aer folosit la ardere, care se aspiră din mediul ambiant la temperatura t_a și care pentru a se încălzi la temperatura t_a' necesară înlăturării pericolului coroziunii, trebuie să se amestece cu debitul D_a''. Mărimile D_t, D_a și D_a'' se exprimă în Nm^3/h.

Se poate scrie astfel, că

$$D_a \cdot (i_a' - i_a) = D_a'' \cdot (i_a'' - i_a'), \tag{11}$$

unde i_a, i_a' și i_a'' reprezintă entalpiile aerului la temperaturile t_a, t_a' și t_a'', în $kcal/Nm^3$.

Ţinînd seama de schema termică din figura 2, se poate afirma că recuperatorul trebuie dimensionat astfel încît să cedeze cantitatea de căldură

$$Q = D_a \cdot (i'_a - i_a) = (D_a + D''_a)\,(i''_a - i'_a). \qquad (12)$$

Dacă se cunosc D_a, t''_a şi t_a din relaţia (11) se poate obţine debitul D''_a, după ce se determină temperatura necesară t'_a.

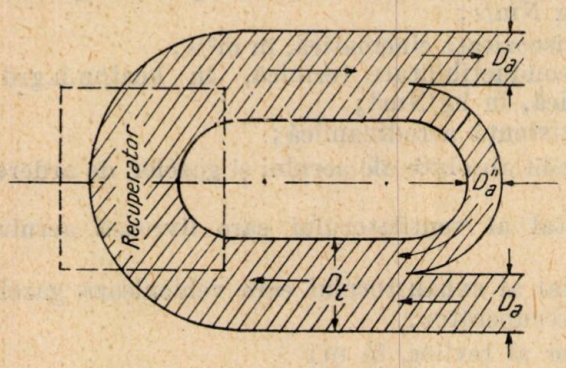


Fig. 1. — Schema circulaţiei aerului, în recuperatorul funcţionînd cu recircularea aerului preîncălzit.

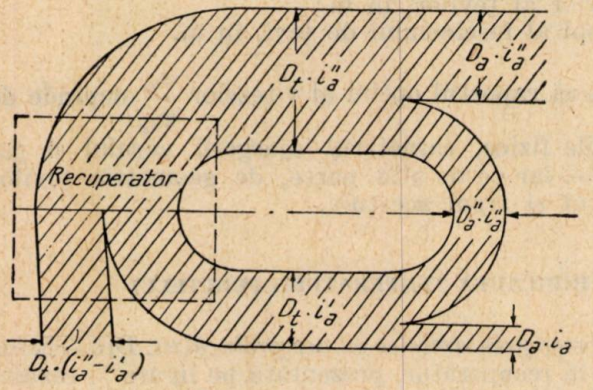


Fig. 2. — Schema termică a recuperatorului funcţionînd cu recircularea aerului preîncălzit.

Temperatura t'_a rezultă din condiţia ca în punctele cele mai periclitate coroziunii, temperatura peretelui să nu fie mai mică decît temperatura t_c. Se poate deduce astfel, condiţia

$$t'_a > \frac{t_c \cdot \left(1 + \frac{\alpha_a}{\alpha_g}\right) - t_g}{\frac{\alpha_a}{\alpha_g}}, \qquad (13)$$

unde t_g — este temperatura gazelor de ardere pentru punctul considerat, în °C.

3.2. *Încălzirea aerului rece, prin amestec cu gaze de ardere.* Procedeul constă în aspiraţia din focarul cuptorului a unei anumite cantităţi de gaze

fierbinți, care amestecate cu aerul rece în conducta de aspirație a ventilatorului, determină obținerea temperaturii t'_a la intrarea aerului în recuperator.

Fiindcă gazele de ardere au o temperatură $t_f > t''_a$, se poate aprecia de la început că și debitul acestora $D_g < D''_a$.

Deoarece debitul de aer D_a se încălzește între temperaturile t_a și t'_a prin căldura cedată de debitul gazelor de ardere D_g, care se răcesc între temperaturile t_f și t'_a, se poate scrie

$$D_g \cdot (i_f - i'_f) = D_a \cdot (i'_a - i_a). \tag{14}$$

Mărimile i_f și i'_f reprezintă entalpiile gazelor de ardere la temperaturile t_f și t'_a în kcal/Nm³.

Atunci cînd se cunosc mărimile D_a, t_a, t'_a și t_f din relația (14), se poate obține cu suficientă precizie debitul D_g, iar apoi debitul total vehiculat prin recuperator

$$D_{tg} = D_g + D_a. \tag{15}$$

Deoarece $D''_a < D_g$ rezultă că și $D_t < D_{tg}$.

Cantitatea de căldură pe care trebuie să o cedeze recuperatorul aerului amestecat cu gaze de ardere este mai mică, deci și suprafața de încălzire va fi mai mică în această variantă de funcționare, față de cazul recirculației aerului preîncălzit. Totuși, nu trebuie pierdut din vedere că dacă debitul D_g se aspiră din focar, această reducere a gabaritului recuperatorului se realizează pe seama micșorării căldurii utile pe care o cedează gazele de ardere instalației.

Dezavantajul principal care apare se referă însă la faptul că gazele de ardere introduse în aerul de combustie pot afecta defavorabil asupra procesului de ardere. Din această cauză aplicarea acestui procedeu este limitată de mărimea debitului D_g astfel încît să nu se deregleze arderea combustibilului.

Practica a arătat că, în general, se poate considera rațională folosirea încălzirii aerului rece cu gaze de ardere fierbinți, dacă $t'_a - t_a < 25°C$.

3.3. *Schema echicurent.* Valorile temperaturilor aerului și gazelor de ardere depind în special de schema de mișcare a aerului în raport cu gazele de ardere. Temperatura peretelui în zona periclitată coroziunii la schema echicurent $t_{pe} > t_{pc}$. La recuperatoarele tubulare convective este indicat să se folosească în special schemele:

a) curent încrucișat-contracurent;
b) curent încrucișat-echicurent;
c) curent încrucișat contracurent-echicurent;
d) curent încrucișat simplu.

Suprafața de schimb de căldură în contact cu gazele de ardere rezultă din relația:

$$S_g = \frac{Q}{\varepsilon \cdot \Delta t_m \cdot K_g}, \tag{16}$$

unde K_g este coeficientul global de transmiterea căldurii raportat la suprafața S_g, în kcal/m².h.grd;
Δt_m — diferența medie logaritmică a temperaturilor;
ε — coeficient de corecție.

Schema curent încrucișat-echicurent, necesită o suprafață de schimb de căldură, mai mare, decît schema curent încrucișat-contracurent, deoarece $\varepsilon \cdot \Delta t_m$ are o valoare mai mică în al doilea caz, față de primul. Nu trebuie însă pierdut din vedere că aplicarea schemei curent încrucișat-echicurent poate să înlăture necesitatea încălzirii aerului rece insuflat în recuperator.

În practică, adoptarea uneia sau alteia din schemele prezentate se va face pe baza unui calcul tehnico-economic.

4. EFECTELE ÎNCĂLZIRII AERULUI INSUFLAT

4.1. *Influența variației temperaturii t'_a asupra mărimilor K_g, Δt_m și ε.* Pentru a se preciza modul cum influențează recirculația aerului cald și amestecul aerului rece cu gaze fierbinți, asupra valorii suprafeței S_g, se va studia influența temperaturii t'_a asupra mărimilor K_g, Δt_m și ε.

La recuperatoarele tubulare pentru suprafața de schimb de căldură curată, coeficientul global K_g rezultă din relația

$$K_g = \frac{\alpha_a \cdot \alpha_g \cdot d_a}{\alpha_g \cdot d_a + \alpha_a \cdot d_g}, \quad ^{*)} \tag{17}$$

de unde se remarcă faptul că t'_a influențează asupra coeficientului K_g în special prin intermediul coeficientului α_a.

Se poate deduce, că

$$\alpha_a = (b_a + c_a \cdot t_{ma}) \cdot \frac{w_{a_0}^{n_a}}{d_a^{1-n_a}}, \tag{18}$$

deoarece în intervalul de temperaturi la care funcționează recuperatoarele convective, se poate considera $\frac{d_a}{\nu^{n_a}} = \text{const.}$

În relația (18), b_a și c_a sînt niște constante, iar t_{ma} este temperatura medie a aerului în °C.

Coeficientul α_a se mărește o dată cu creșterea temperaturii t'_a deoarece se mărește termenul $c_a \cdot t_{ma}$ și se micșorează o dată cu creșterea temperaturii, datorită faptului că se micșorează viteza optimă a aerului $w_{a_0} = M \cdot w_{g_0}$.

Din figura 3, rezultă ordinul de mărime al coeficientului M.

Conchidem că influența variației temperaturii t'_a asupra coeficientului global K_g este relativ mică.

---

*) Micșorarea coeficientului K_g datorită depunerilor se ia în considerare înmulțind K_g cu un coeficient subunitar, care are diferite valori ținînd seama de tipul combustibilului ars în focar.

Indiferent de schema de mişcare a aerului faţă de gazele de ardere diferenţa medie logaritmică a temperaturilor $\Delta t_m = \varphi(t'_a, t''_a, t'_g, t''_g)$. Atunci cînd t'_g, t''_g şi t'_a au valori constante, iar t''_a se măreşte, Δt_m se micşorează.

Cînd $t'_a = t''_a$, diferenţele medii logaritmice pentru schemele echicurent şi contracurent sînt egale $\Delta t_{me} \cdot \Delta t_{mc}$.

Diferenţele dintre aceste mărimi, se accentuează pe măsură ce scade temperatura t'_a, după cum rezultă şi din figura 4.

Pentru schemele echicurent şi contracurent $\varepsilon = 1$. În general, coeficientul $\varepsilon = f(t'_a, t''_a, t'_g, t''_g)$ iar la schema curent încrucişat-echicurent, ε creşte sensibil cu creşterea temperaturii t'_a şi are o valoare mai mică decît la schemele curent încrucişat-contracurent, sau curent încrucişat simplu.

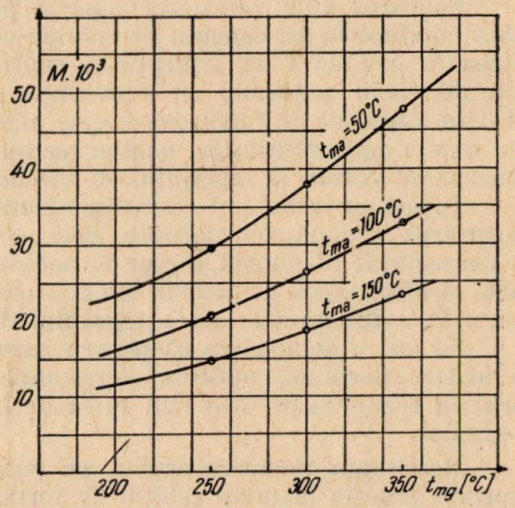


Fig. 3. — Familia de curbe $M = \psi(t_{ma}, t_{mg})$ pentru $s_1 = 1{,}7\ d_a, s_2 = 1{,}25\ d_a$, $d_a = 45$ mm, $d_g = 41$ mm, aşezarea ţevilor „alternată" şi scurgerea turbulentă stabilizată.

Deoarece la schemele curent încrucişat — care se folosesc cel mai des — Δt_m din formula (16) se calculează ca pentru schema contracurent, rezultă că prin ridicarea temperaturii aerului la intrarea în recuperator, poate să se obţină o majorare sensibilă a suprafeţii de încălzire S_g.

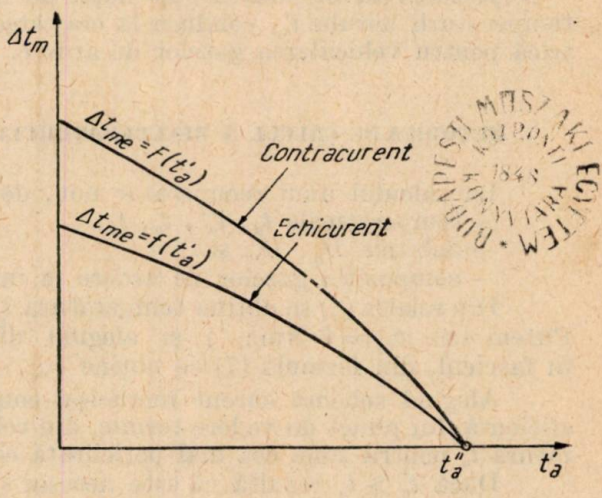


Fig. 4. — Variaţia mărimilor Δt_{me} şi Δt_{mc}, cu temperatura t'_a.

4.2. *Consumul de energie pentru vehicularea aerului şi gazelor de ardere.* O dată cu creşterea temperaturii t'_a, se măreşte energia consumată pentru insuflarea aerului în recuperator, deoarece creşte debitul de aer recirculant şi debitul real de aer insuflat.

Rămîne de lămurit, care este modul cel mai indicat de recirculat aerul preîncălzit, cu acelaşi ventilator care aspiră aerul rece din mediul ambiant, sau cu un ventilator separat. În primul caz, pe conducta de recirculare va exista o clapetă, care laminează aspiraţia aerului preîn-

călzit în ventilator. În acest mod, se reduce presiunea aerului preîncălzit de la valoarea corespunzătoare din conducta de refulare din recuperator, pînă la presiunea de aspirație a ventilatorului.

Folosirea unui ventilator separat pentru recircularea aerului preîncălzit conduce la un consum de energie electrică mai redus, deoarece presiunea în conducta de aspirație a ventilatorului este practic mai mare față de cazul anterior, cu rezistența aerodinamică a recuperatorului. Această variantă de funcționare este mai avantajoasă față de cazul folosirii unui singur ventilator, pentru recircularea și insuflarea aerului și din punctul de vedere al reglajului cu sarcină al arzătorului.

Totuși nu trebuie pierdut din vedere că soluția menționată necesită procurarea a două ventilatoare, deci conduce la o investiție mai mare. În consecință, răspunsul corect la această problemă se poate da numai dacă se efectuează un calcul tehnico-economic și dacă se au în vedere necesitățile funcționale ale agregatului deservit cu aerul preîncălzit.

Se poate demonstra că pentru cazul încălzirii aerului rece, cu gaze de ardere fierbinți, puterea consumată de ventilatorul care refulează aerul în recuperator este mai mică decît în cazul încălzirii cu aer cald recirculat.

Rezistența recuperatorului, pe partea gazelor de ardere, se poate exprima practic printr-o relație de format

$$h_g = p + q\, S_g, \tag{19}$$

unde p și q sînt constante.

Rezultă că majorarea suprafeței de încălzire S_g, datorită creșterii temperaturii aerului t'_a, conduce la creșterea consumului de energie electrică pentru vehicularea gazelor de ardere.

5. METODICA DE CALCUL A RECUPERATORULUI ȘI SOLUȚIA CARE SE ADOPTĂ

La calculul unui recuperator nou, de obicei se cunosc
— temperaturile t_a, t''_a, t'_g, t_c;
— debitele D_a, D_{ga} și
— compoziția gazelor de ardere la intrarea în recuperator.

Din relația (2) se obține temperatura t''_g considerînd $\psi = 0{,}95 - 0{,}98$. Putem lua $w_{g_0} = 6$ Nm/s *) și alegînd diametrul și dispoziția țevilor în fascicul, din formula (7) se obține w_{a_0}.

Alegînd schema curent încrucișat-contracurent, care este cea mai eficientă din punct de vedere termic, din relația (13) se calculează temperatura t'_a pentru zona cea mai periclitată coroziunii.

Dacă $t'_a > t_a$ rezultă că este necesar să se aplice una din metodele amintite la paragrafele (3.1), (3.2), (3.3) sau să se micșoreze temperatura t_c. Cînd $t'_a < t_a$, sau este îndeplinită această condiție scăzînd temperatura t_c, calculul recuperatorului se efectuează după metodica clasică.

*) Este o valoare aproximativă, care se propune pentru țara noastră, avînd în vedere costul cheltuielilor de exploatare și investiții.

Dacă se mărește temperatura aerului la intrarea în recuperator pînă la valoarea t'_a prin recircularea aerului cald sau prin amestecul aerului rece cu gaze de ardere fierbinți, se va folosi metodica prezentată în continuare.

Astfel, cînd temperatura t'_a este sensibil mai mare decît temperatura t_a, este necesar să se folosească din nou formula (7) pentru calculul vitezei optime a aerului.

După ce se obțin valorile mărimilor k_g, Δt_m, ε și Q, din relația (16) rezultă suprafața de încălzire S_g. Calculul pierderilor de presiune pe traseul aerului se va face la debitele totale D_t sau D_{tg}, după cum încălzirea aerului rece aspirat se face prin recirculare, sau cu gaze de ardere fierbinți.

Mărimile D_t și D_{tg} se obțin din relațiile (10) și (15), dacă se calculează debitele D'_a respectiv D_g din formulele (11) și (14).

Cînd $t'_a > t_a$ este recomandabil ca, în vederea efectuării calculului tehnico-economic, se calculează în special următoarele variante:

— schema curent încrucișat-contracurent;

— schema curent încrucișat-echicurent;

— schema curent încrucișat echicurent-contracurent.

Se vor avea însă în vedere și metodele de reducere a punctului de rouă t_c.

Există mai multe criterii după care pot fi comparate între ele din punct de vedere economic variantele prezentate. Recomandăm să se folosească criteriul „cheltuielilor anuale de calcul" [4]. Varianta care va conduce la valoarea minimă a cheltuielilor anuale de calcul va constitui soluția care se va adopta.

МЕТОД РАСЧЕТА КОНВЕКТИВНЫХ ТРУБЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ, РАБОТАЮЩИХ НА ПОДОГРЕТОМ ПРИТОЧНОМ ВОЗДУХЕ

РЕЗЮМЕ

В первой части работы показано, что зачастую устранение коррозии конвективных трубчатых рекуператоров может быть осуществлено путем повышения температуры вдуваемого в рекуператор воздуха или же при помощи комбинированной схемы «перекрестный ток — прямоток—противоток», либо только схемы «перекрестный ток — прямоток».

Доказывается, что повышение температуры t'_a поступающего в рекуператор воздуха определяет:

— увеличение коэффициента теплопередачи конвенцией α_a, в результате повышения средней температуры воздуха и снижения $\varkappa_a$ за счет снижения оптимального соотношения между скоростями воздуха и дымовых газов;

— снижение средней логарифмической разницы между температурами Δt_m;

— повышение расхода электроэнергии для переноса вдуваемого воздуха и дымовых газов.

Поверхность нагрева S увеличивается с повышением температуры t'_a, которая влияет, главным образом, на Δt_m и меньше — на общий коэффициент теплопередачи. Выводится зависимость между оптимальными скоростями воздуха и дымовых газов и указывается, что соотношение между этими скоростями не зависит от Δt_m и S.

В последней части работы предлагается методика рационального расчета рекуператора в том случае, если для повышения температуры вдуваемого воздуха используется рециркуляция подогретого воздуха или же смесь холодного воздуха с горячими дымовыми газами, отсасываемыми из топки.

BIBLIOGRAFIE

1. Н. В. Кузнецов, А. З. Щербаков, Е. И. Титова, В. Н. Черняк, *Оптимальные скорости газа и технико-экономическое сравнение поверхности нагрева работающих под давлением*, Теплоэнергетика, *8*, 3—10 (1955).
2. М. А. Mihеev, *Bazele transmiterii căldurii*. Ed. energetică de Stat, 1953, 331.
3. Б. П. Тебенков, *Рекуператоры для промышленных печей*. Металлургиздат, 1958, 404.
4. . * ., *Norme metodice fundamentale ale calculelor tehnico-economice în energetică*. Teploenerghetika, *8*, 92—94 (1959).

O METODĂ PENTRU DETERMINAREA SOLUȚIEI OPTIME DE SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ CU CONVECȚIE FORȚATĂ DE TIPUL GAZ-LICHID *)

DE

L. COSTEA

621.1

Una din problemele ce se pun la proiectarea schimbătoarelor de căldură de suprafață este alegerea tipului de suprafață de încălzire. O primă fază din această etapă este determinarea tipurilor de suprafețe care satisfac din punct de vedere funcțional parametrii impuși schimbătorului. A doua fază este compararea acestor tipuri, din punct de vedere economic.

Dependența schimbului de căldură și a pierderilor de presiune de parametrii fizici ai fluidelor și de caracteristicile geometrice ale suprafeței de încălzire face ca tipul optim de suprafață să fie funcție de condițiile concrete de funcționare.

În literatura de specialitate se găsesc studii referitoare la caracteristicile tehnico-economice ale diverselor tipuri de suprafețe de încălzire. Astfel, în lucrarea [1] sînt calculate prin metoda propusă de Foghs [2] caracteristicile : gabarit, greutate și consum de energie pentru unele tipuri de suprafețe.

Aprecierea acestora din punct de vedere economic, luînd separat indicii amintiți, poate duce la concluzii eronate.

Metodele de studiu care iau împreună acești indici, folosind criteriul *recuperabilității cheltuielilor suplimentare de investiții*, necesită un volum mare de calcul, mai ales cînd numărul de tipuri ce se compară este mare,

*) Lucrarea a fost prezentată în sesiunea de Comunicări a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., din 15—16 martie 1963.

În lucrarea de față se dă o metodă de comparare economică a diverselor tipuri de suprafețe de încălzire, folosind criteriul *cheltuielilor anuale de calcul.*

Metoda se referă la schimbătoarele de căldură de suprafață „gaz-lichid" la care vehicularea gazului se realizează cu ajutorul unui „compresor". De asemenea, gazul nu are proprietăți radiante sau temperatura lui este suficient de scăzută pentru a putea neglija schimbul de căldură prin radiație. Prin „lichid" se înțelege un fluid în stare lichidă propriu-zisă, sau în stare de fierbere ori condensare.

Metoda poate fi aplicată la schimbătoarele de căldură destinate instalațiilor staționare, la care, greutatea și gabaritele nu sînt limitate din considerente tehnice.

Determinarea cheltuielilor de calcul pentru schimbătoarele de căldură.

Cheltuielile de calcul se exprimă prin relația

$$Z = A + R_n I, \tag{1}$$

în care

Z — cheltuielile anuale de calcul — lei/an;

A — cheltuielile anuale de exploatare a schimbătorului și anexelor lui — lei/an;

I — investițiile în schimbător și anexe — lei;

R_n — coeficientul de eficacitate normat — $\frac{1}{\text{an}}$

Mărimile A și I pot fi scrise sub forma

$$\begin{aligned} A &= A_e + A_a + A_r + A_g, \\ I &= I_S + I_c I_p + I_{\text{constr.}} + \Sigma I_a, \end{aligned} \tag{2}$$

unde

A_e — costul energiei consumate anual de compresorul și pompa ce deservește schimbătorul — lei/an;

A_a — cheltuielile anuale de amortizare a schimbătorului și anexelor lui — lei/an;

A_r — cheltuielile de întreținere și repartiție a schimbătorului și — anexelor lui — lei/an;

A_g — cheltuieli diverse, legate direct sau indirect de schimbător — lei/an;

I_S — investițiile în schimbătorul propriu-zis — lei;

I_c, I_p — investițiile în compresorul respectiv în pompa ce deservește schimbătorul (dacă aceste anexe deservesc mai multe instalații se ia cota corespunzătoare puterii cerută de schimbător) lei;

$I_{\text{constr.}}$ — investițiile în construcțiile aferente schimbătorului sau cota parte din aceste investiții-lei;

ΣI_a — investițiile în diverse anexe ale schimbătorului (armături, organe de reglaj etc.) — lei.

Investițiile și cheltuielile de exploatare pot fi exprimate funcție de parametrii funcționali și constructivi ai schimbătorului.

Pentru investițiile în schimbător se pot scrie relațiile

$$I_S = I_H + I_m, \tag{3}$$
$$I_H = i_H H,$$
$$I_m = i_m (\beta_H H + B),$$

în care

I_H — investiția în suprafața de încălzire — lei;
I_m — investițiile în „mantaua" schimbătorului și anexele ei (schelet etc.) — lei;
H — mărimea suprafeței de încălzire — m²;
B — greutatea părților anexe ale mantalei care sînt independente de mărimea suprafeței de încălzire și de tipul ei — kg;
β_H — coeficientul de proporționalitate între greutatea mantalei și suprafața de încălzire — kg/m²;
i_H investiția specifică în suprafața de încălzire (include și costul montajului) — lei/m²;
i_m — investiția specifică medie în manta și anexele ei — lei/kg;

S-a făcut aproximația că investițiile în „manta" (I_m) variază liniar cu mărimea suprafeței de încălzire (H). Coeficientul β_H este funcție de tipul suprafeței și într-o mică măsură de valoarea absolută a lui H. Făcînd un calcul estimativ a lui H se determină β_H, astfel că el poate fi considerat o constantă pentru tipul respectiv de suprafață.

Investițiile în compresorul de vehiculare a gazului (I_c) se pot exprima cu o relație aproximativă, de forma

$$I_c = i_c N_{ci} + D, \tag{4}$$

unde: N_{ci} — puterea instalată la compresor — kW;
i_c — investiția specifică în compresor — lei/kW;
D — valoarea constantă, specifică tipului de compresor — lei.

O ecuație similară se poate scrie și pentru investițiile în pompa de vehiculare a lichidului (I_p). Aceste investiții sînt în general mici în comparație cu cele în compresor și pot fi considerate independente de tipul suprafeței de încălzire. Există și cazuri în care pompa lipsește, circulația asigurîndu-se pe cale *naturală*.

Investițiile în construcții (clădiri) se pot determina din relația

$$I_{\text{constr.}} = \beta_{cH} H i_{cs} + I_{cd} + I_{ca}, \tag{5}$$

în care

β_{cH} — coeficientul de proporționalitate între suprafața construită ocupată de schimbător și suprafața de încălzire (H) și este coeficient specific tipului de suprafață;
i_{cs} — investiția specifică în clădiri — lei/m²;
I_{cd} —investiția în suprafața construită destinată amplasării anexelor schimbătorului și pentru spațiu de deservire a instalației — lei;
I_{ca} — investiția în diverse clădiri anexe (grupuri sociale și administrative) — lei.

Se observă că I_{cd} și I_{ca} pot fi considerate independente de tipul suprafeței de încălzire.

Costul energiei consumate se calculează cu relația:

$$A_c = t\, c_e N_c + t c_e N_p \tag{6}$$

unde

N_c, N_p — puterea necesară compresorului de gaz respectiv pompei de vehiculare a lichidului la sarcina la care se face studiu comparativ — kW;

t — numărul anual de ore de funcționare a compresorului și pompei;

c_e — prețul unitar al energiei la locul de consum — lei/kWh.

Cheltuielile de amortizare reprezintă un anumit procent din investiția inițială, adică

$$A = a\, I_s, \tag{7}$$

în care a este coeficientul de amortizare pentru sectorul de producție din care face parte schimbătorul.

Cheltuielile anuale de întreținere și reparații (A_r) sînt funcție de investițiile în diverse părți componente ale schimbătorului și anexelor lui. Acestea pot fi exprimate cu relația

$$A_r = \varepsilon r_i I_i, \tag{8}$$

în care r este un coeficient specific fiecărei părți componente a instalației. Deseori pentru r se ia o valoare medie pe întreaga instalație.

Din relațiile (1)—(8) se pot determina cheltuielile de calcul

$$Z = t c_e N_c + p N_{ci} + qH + K_c, \tag{9}$$

unde s-a notat cu

$$q = (a + r_H + R_n)\, i_H + (a + r_m + R_n)\, \beta_H\, i_m + (a + r_{cs} + R_m)\, \beta_{cH}\, i_{cs} \tag{10}$$

$$p = (a + r_c + R_n)\, i_c, \tag{11}$$

$$K_0 = (a + R_n)(B i_m + D + I_p + I_{cd} + I_{ca}) + r_m i_m B + r_c D + r_p I_p + r_{cs}(I_{cd} + I_{ca}) + \sum r_a I_a + A_g + t c_e N_p. \tag{12}$$

Mărimile H, N_c și N_{ci} se pot exprima funcție de parametrii funcționali ai schimbătorului și de parametrii geometrici ai suprafeței de încălzire.

În *parametrii funcționali* sînt incluse mărimile: debitul caloric, debitul și parametrii fizici ai gazului și ai lichidului.

Studiul comparativ se face pentru sarcina termică la care schimbătorul funcționează majoritatea timpului și parametrii funcționali dependenți de sarcină se iau cei corespunzători acestei sarcini.

Mărimea suprafeței de încălzire se determină din relația

$$H = \frac{Q}{u_u K \Delta t_l}, \tag{13}$$

unde

Q — debitul caloric al schimbătorului — kcal/h;

u_u — coeficientul de „umbrire";
Δt_l — diferența medie logaritmică de temperatură — °C;
K — coeficientul global de transmisie a căldurii kcal/m² °Ch

Coeficientul global de transmisia căldurii în cazul schimbului de căldură „gaz-lichid" se poate calcula cu relația

$$K = u_m \alpha,$$

care se poate pune sub forma

$$K = \chi u_m c_g c_f w^n, \tag{14}$$

unde s-a notat cu

α — coeficientul de transmisia căldurii prin convecție de la gaz la perete sau invers, kcal/m² °Ch;
u_m — coeficientul de murdărire;
χ — coeficient numeric dependent de tipul suprafeței;
c_g — coeficient dependent de parametrii geometrici ai suprafeței;
c_f — coeficient dependent de parametrii fizici ai gazului;
w — viteza gazului în secțiunea de „referință" a suprafeței de încălzire — m/s;
n — exponent dependent de tipul suprafeței.

Din relațiile (13) și (14) se calculează mărimea suprafeței de încălzire.

Puterea cerută de compresor se poate determina cu relația

$$N_c = \frac{G}{102\,\eta_c\,\gamma_0}\,\frac{T_c}{T_0}\,\frac{P_0}{P_c}\,\Delta p, \tag{15}$$

unde

G — debitul de gaz — kg/s;
η_c — randamentul compresorului;
T_c — temperatura medie a gazului în compresor, °K;
P_c — presiunea absolută medie a gazului în compresor, ata;
T_0 și P_0 — temperatura respectiv presiunea corespunzătoare condițiilor normale pentru care s-a determinat γ_0; °K respectiv în ata;
Δp — pierderi de presiune pe circuitul de gaz, mm col H_2O.

Pierderile de presiune se pot pune sub forma

$$\Delta p = \Delta p_H + \Sigma\,\Delta p_i, \tag{16}$$

unde

Δp_H — pierderile de presiune în suprafața de încălzire propriu-zisă;
$\varepsilon\,\Delta p_i$ — suma pierderilor de presiune ce apar în afara suprafeței de încălzire, pe circuitul de gaz cît și cele rezultate din variația de viteză provocată de modificarea temperaturii gazului în schimbător.

Valoarea lui Δp_H se calculează cu o relație de forma

$$\Delta p_H = \chi' c_g' c_f' \frac{H}{S} w^m, \tag{17}$$

în care

χ' — coeficient numeric dependent de tipul suprafeței;
c_g' — coeficient dependent de parametrii geometrici caracteristici ai suprafeței de încălzire;

c'_f — coeficient dependent de parametrii fizici ai gazului;
S — secțiunea de „referință" de curgere a gazului în suprafața de încălzire, m^2;
m — exponent dependent de caracteristicile geometrice ale suprafeței de încălzire.

Pierderile de presiune cuprinse în termenul $\sum \Delta p_l$ sînt independente de tipul suprafeței (pierderile locale ce apar la intrarea și ieșirea gazului din suprafața de încălzire sînt în general cuprinse în relația de calcul a lui Δp_H sau se pot neglija).

Din relațiile (15), (16) și (17) se calculează puterea N_c.

Puterea instalată a compresorului (N_{ci}) este cea corespunzătoare sarcinii termice maxime a schimbătorului.

Ea se poate determina cu relația

$$N_{ci} = \varphi \frac{G_M}{102\,\eta_{cM}\gamma_0} \frac{T_{cM}}{T_0} \frac{P_0}{P_{cM}} \Delta p_M, \tag{18}$$

unde

φ — coeficientul de supradimensionare a grupului „compresor";
M — indice ce indică că parametrii respectivi se iau cei corespunzători sarcinii termice maxime a schimbătorului.

Calculînd pe Δp_M cu relații similare cu (16) și (17) se determină valoarea lui N_{ci}.

Debitul de gaz se poate exprima sub forma

$$G = S\, w \gamma_0 \frac{T_0}{T} \frac{P}{P_0}, \tag{19}$$

în care T și P sînt temperatura, respectiv presiunea medie a gazului în schimbător.

În studiile comparative mărimile Q, G, Δt_l cît și temperaturile celor două fluide în punctele caracteristice ale instalației se consideră independente de tipul suprafeței de încălzire.

Din sistemul format din relațiile (9)÷(19) se poate deduce expresia

$$Z' = R_1 (R_2 R_3 R_4 w^{1+m-n} + q w^{-n}), \tag{20}$$

unde s-a notat cu

$$Z' = \frac{Z - K'_0}{Q \dfrac{1}{\Delta t_l}},$$

$$R_1 = \frac{1}{\chi u_u u_m C_g C_f}, \tag{20'}$$

$$R_2 = \frac{1}{102} \frac{T_c}{T} \frac{P}{P_c} \frac{1}{\eta_c},$$

$$R_3 = \chi' c'_g c'_f,$$

$$R_4 = tc_e + p\varphi \frac{c'_{fM}}{c'_f}\left(\frac{T_M}{T}\right)^m \frac{T_{cM}}{T_c}\frac{P_c}{P_{cM}}\left(\frac{G_M}{G}\right)^{1+m}\frac{\eta_c}{\eta_{cM}},$$

$$K'_0 = K_0 + G\frac{1}{102\,\eta_c\gamma_0}\frac{T_c}{T_0}\frac{P_0}{P_c}\left[tc_e\sum\Delta p_l + p\varphi\frac{T_{cM}}{T_c}\frac{G_M}{G}\sum\Delta p_{lM}\frac{\eta_c}{\eta_{cM}}\right].$$

Parametrii K'_0, Q și Δt_l conform ipotezelor făcute anterior sînt mărimi independente de tipul suprafeței de încălzire și deci suprafața care are valoarea lui Z' minimă, dintre tipurile ce se compară, are minimă și valoarea lui Z.

Compararea trebuie făcută între soluțiile constructive optime ale fiecărui tip de suprafață.

Parametrii geometrici caracteristici ai suprafeței de încălzire cît și viteza gazului influențează asupra indicilor economici ai schimbătoarelor.

În literatura de specialitate este tratată influența acestor parametri asupra transmisiei căldurii și pierderilor de presiune [3], [4].

Variația parametrilor geometrici este limitată în mare măsură de considerente tehnologice și funcționale.

Plecînd de la aceste considerente și de la recomandările literaturii, se aleg parametrii geometrici caracteristici ai suprafeței (diametrul și pasul țevilor în fascicul, dimensiunile și pasul aripioarelor).

Viteza gazului din punct de vedere tehnic, poate fi variată în limite largi, dar, domeniul ei de variație este limitat din considerente economice și uneori funcționale.

Viteza optimă din punct de vedere economic se determină găsind minimul funcției $Z' = f(w)$. Ea se poate calcula din ecuația

$$\frac{\partial Z'}{\partial w} = 0.$$

Ținînd seama că R_2, R_3, R_4 și q sînt mărimi independente de w și admițînd ipoteza că și R_1 este independent de w, viteza optimă este egală cu

$$w_{opt.} = \left(\frac{q}{R_2R_3R_4}\frac{n}{(1+m-n)}\right)^{\frac{1}{1+m}}. \qquad (21)$$

În cazul în care gazul conține particule solide în suspensie (cenușe, praf), care se depun pe suprafața de încălzire, R_1 este dependent de w, deoarece coeficientul de murdărire (u_m) depinde de viteza gazului [5]. În această situație minimul funcției $Z' = f(w)$ trebuie determinat pe cale grafică.

De asemenea, în acest caz, domeniul în care poate fi variată viteza gazului este limitat. Astfel, pentru a înlătura pericolul de înfundare a secțiunii de trecere a gazului, ca urmare a depunerilor pe suprafața de încălzire, viteza gazului nu trebuie să scadă sub o anumită limită, iar eroziunea suprafeței de încălzire provocată de particulele solide limitează viteza maximă a gazului. Dacă viteza optimă determinată din considerente economice

iese în afara celor două limite, viteza se ia egală cu *limita* cea mai apropiată de viteza optimă *economică* [1].

Considerînd cazul în care gazul nu are impurități sub formă de particule solide, din relațiile (20) și (21) se obține

$$Z' = \frac{1}{1 - \frac{n}{1+m}} \left(\frac{1+m}{n} - 1 \right)^{\frac{n}{1+m}} R_1 (R_2 R_3 R_4)^{\frac{n}{1+m}}. \qquad (22)$$

Calculînd pentru fiecare tip de suprafață valoarea lui Z' și comparînd aceste mărimi se află suprafața care are cheltuielile anuale de calcul minime și deci tipul optim din punct de vedere economic.

Sînt anumite situații în care, chiar la instalațiile *staționare* gabaritele suprafeței de încălzire sînt într-o anumită măsură impuse (de exemplu, într-un *canal* de gaze trebuie amplasată o suprafață de încălzire pentru a transmite o anumită cantitate de căldură). În asemenea cazuri trebuie „sacrificate" considerentele economice impuse de tipul suprafeței și viteza optimă, orientîndu-ne spre tipul de suprafață care duce la „sacrificii" minime.

Pentru determinarea lui Z' este necesară cunoașterea mărimilor: m, n, p, q, R_1, R_2, R_3 și R_4 definite prin relațiile (10), (11), (14), (17) și (20′). Calculul lor se reduce la determinarea parametrilor incluși în aceste mărimi.

Coeficientul de amortizare (a) și coeficientul de eficacitate normat (R_n) sînt funcție de ramura de producție în care va funcționa schimbătorul și au valori legiferate.

Coeficientul r are o valoare statistică și rezultă din datele de exploatare a unor instalații similare. Deseori în literatură se dă o valoare globală pentru $(a + r)$.

Pentru determinarea lui i_H, i_m, i_{cs}, i_c, β_H, β_{Hc} se scriu ecuațiile (3), (4) și (5) pentru o serie de schimbătoare similare existente, la care se cunosc I_H, I_m, H, I_{ci} și N_{ci}.

Se determină valori medii pentru q specifice tipului de suprafață și pentru p specifice tipului de compresor.

Numărul de ore anuale de funcționare (t) precum și raportul $\frac{G_M}{G}$ sînt parametrii ce rezultă din tema de proiectare.

Randamentul compresorului la sarcina maximă și la cea normală (sarcina la care se face studiu comparativ) depinde de tipul de compresor și de numărul lor. Numărul de compresoare, tipul lor, se alege astfel încît să aibă o funcționare economică în toată gama de variație a sarcinii, să aibă randamentul maxim la sarcina normală a schimbătorului și să prezinte gradul de siguranță cerut de instalația pe care o deservesc.

Plecînd de la aceste considerente și estimînd pierderile de presiune pe circuitul de gaz, se poate alege tipul de compresor și determina randamentele η_c și η_{cM}.

Avînd numărul de compresoare și tipul lor, se calculează coeficientul de supradimensionare a grupului compresor φ. Temperaturile T, T_M, T_c, T_{cM}

şi presiunile P, P_c, P_{cM} sînt parametri ce se calculează din datele temei de proiectare şi din pierderile de presiune în schimbător, rezultate dintr-un calcul estimativ. Erorile ce se comit la estimarea acestor pierderi sînt neglijabile, deoarece, pierderile de presiune în schimbător (Δp) sînt mici în raport cu presiunea absolută a gazului (P).

De asemenea se poate considera că $\frac{c'_{fM}}{c'_f} \simeq 1$. Această aproximaţie şi erorile ce se pot comite la calculul rapoartelor $\frac{P_c}{P_{cM}}$, $\frac{G_M}{G}$, $\frac{\eta_c}{\eta_{cH}}$ şi a coeficientului φ sînt mici deoarece în termenul R_4 în care intră aceste mărimi, ponderea mare o are produsul $t \cdot c_e$.

Parametrii ce intră în R_1, R_3 şi coeficienţii m, n, sînt specifici tipului de suprafaţă şi se determină din relaţiile de transmisia căldurii şi a pierderilor de presiune.

În tabela anexată sînt date mărimile necesare pentru calculul lui R_1 şi R_3 precum şi coeficienţii m şi n, pentru tipurile reprezentative de suprafeţe. La determinarea lor s-au folosit pentru calculul lui α şi Δp_H relaţiile din lucrarea [6] şi metoda de calcul din [4].

CONCLUZII

Dependenţa tipului optim de suprafaţă de încălzire de presiunea şi temperatura gazului în suprafaţa de încălzire şi în compresorul de vehiculare a gazului, investiţiile specifice în diverse părţi componente ale instalaţiei, cît şi de numărul de ore de funcţionare, impune ca la alegerea tipului de suprafaţă, alături de considerentele funcţionale să stea şi cele de natură economică.

Luarea în considerare a factorilor economici are o mare importanţă economică în cazul unor schimbătoare de căldură ce se vor executa în serie sau a celor de debit mare.

Viteza optimă a gazului este de asemenea influenţată de condiţiile concrete de funcţionare a schimbătorului şi trebuie determinată pentru fiecare caz în parte.

Aprecierea din punct de vedere economic a unui schimbător trebuie făcută numai după criteriul cheltuielilor anuale de calcul şi nu luînd separat parametrii economici caracteristici (consum de energie, greutate, gabarit).

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕШЕНИЯ ГАЗОЖИДКОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ КОНВЕКЦИЕЙ

РЕЗЮМЕ

В работе дается метод определения наилучшей поверхности нагрева газожидкостных теплообменников с принудительной конвекцией. С учетом давления и температуры газа в поверхности нагрева и в „Ком-

прессоре" для переноса газа, удельных капиталовложений в отдельные составляющие части установки, удельной стоимости энергии, израсходованной подсобными устройствами теплообменника, а также и ежегодного числа часов работы, можно определить для каждого типа поверхности нагрева расчетные годовые издержки, которые будут служить экономическим критерием сравнения типов поверхностей.

Приводится также зависимость для расчета оптимальной скорости газа в поверхности нагрева в зависимости от функциональных и экономических параметров.

BIBLIOGRAFIE

1. Н. В. Кузнецов, А. З. Щербаков, Е. Я. Титова, В. Н. Черняк, *Теплоэнергетика*, *8* (1955).
2. В. О. Фогель, *Электрические станции*, *1* (1946).
3. В. М. Антуфэв, Т. С. Вегеткий, *Теплопередача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке*. Машгиз, Москва-Ленинград, 1948.
4. L. Costea, St. cercet. energ. B, *2* (1962).
5. Н. В. Кузнецов, А. З. Щербаков, *Теплоэнергетика*, *1* (1954).
6. * * * *Теплотехнический справочник* Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1957.

EFICACITATEA ECONOMICĂ A CENTRALELOR ELECTRICE DE TERMOFICARE INDUSTRIALE *)

DE

D. GRECOV și I. IORDACHE

620.9

1. STABILIREA DOMENIULUI DE ECONOMICITATE A CET INDUSTRIALE

În cazul termoficării cu grupuri de putere unitară mică, cu condensație și priză reglabilă (KO) sau cu grupuri cu contrapresiune și priză reglabilă (P), condiția de economicitate a termoficării conduce la expresii mai complexe decît cele prezentate în [1] pentru calculul puterii limită inferioară a turbogrupurilor P cu contrapresiune pură.

Pentru turbinele cu condensație și priză reglabilă ecuația caracteristicii energetice se poate scrie sub forma

$$Q_{KO} = Q'_x n_0 + q_K E - (q_K - q_T)E_T + \alpha_T Q_0 h_T \left| \frac{\text{Gcal}}{\text{an}} \right|, \qquad (1)$$

în care s-au notat

$Q'_x = x_T Q_{Tn} \left| \frac{\text{Gcal}}{\text{oră}} \right|$ — consumul de mers în gol al grupului (KO) x_T-fiind componența termică de mers în gol;

$q_K \left[\frac{\text{Gcal}}{\text{MWh}} \right]$ — consumul specific suplimentar de căldură pentru producerea energiei electrice în regim de condensație;

*) Lucrarea a fost prezentată în sesiunea de Comunicări a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., din 15—16 martie 1963.

E_T [MWh] — energia electrică produsă de turbogrup în regim de termoficare;

$E = E_K + E_T$ — energia electrică totală produsă de turbogrup, în care E_K este energia electrică produsă în regim de condensaţie.

Trebuie observat că energia electrică produsă în regim de condensaţie (E_K) va fi funcţie de mărimea E_T precum şi de regimul de încărcare a grupului *KO*, impus de dispecerul sistemului energetic.

Conform [2] mărimea E_K se poate exprima prin relaţia

$$E_K = (h_e N_n - E_T)\ \varepsilon, \tag{2}$$

în care s-au notat cu

h_e — durata de utilizare a CET [ore/an];
N_n — puterea nominală a grupului de termoficare [Mw];
ε — coeficient, care ţine seama de utilizarea CET în regim de condensaţie; după [2] ε poate lua valori în intervalul $0{,}2 \div 0{,}4$.

Puterea electrică (N_T) a unui grup instalată în CET se calculează conform [2] în funcţie de cantităţile de căldură Q_{T1} şi Q_{T2} livrate orar de prizele turbinei, pe baza formulei

$$N_T = u_1 Q_{T1} + u_2 Q_{T2} - v, \tag{3}$$

în care

u_1, u_2, v — coeficienţi de calcul rezultaţi din ecuaţia caracteristicii energetice a grupului (1).

După cum s-a arătat în [1] economicitatea termoficării se poate exprima prin diferenţa cheltuielilor anuale de calcul din varianta producerii separate a energiei electrice şi a căldurii şi din varianta termoficării

$$\Delta C = C_S - C_T. \tag{4}$$

Condiţia de rentabilitate a termoficării va fi exprimată prin inegalitatea

$$\Delta C \geqslant 0. \tag{5}$$

Pentru determinarea corectă a mărimii ΔC trebuie procedat cu multă atenţie la stabilirea puterii instalate în CTE deoarece nu în toate cazurile această putere este egală cu cea instalată în CET, ea fiind funcţie atît de puterea instalată în CET cît şi de gradul de disponibilitate (φ) al acesteia. În cazul grupurilor cu contrapresiune se pot întîlni valori $\varphi < 1$, situaţii în care puterea echivalentă instalată în CTE va fi dată de relaţia

$$N_{\text{CTE}} = \varphi N_{\text{CET}}. \tag{6}$$

Pentru determinarea coeficientului de disponibilitate este necesară analizarea fiecărei variante în funcţie de condiţiile concrete de funcţionare a CET în cadrul sistemului energetic considerat.

Conform expresiei cheltuielilor de calcul [1] valoarea mărimii ΔC pentru cazul CET cu grupuri (P) sau (KO) se poate calcula pe baza ecuației

$$\Delta C = b\,\Delta B - m\,N_{\text{CET}}\,i_K\left(\frac{i_T}{i_K} - \varphi - \frac{l'Q_T}{N_{\text{CET}}\,i_K}\right), \tag{7}$$

în care

m — reprezintă suma coeficientului normat de eficacitatea economică, a coeficientului de amortizări și a coeficientului care include cheltuielile pentru reparații curente și cheltuieli generale ($m = \mu + a + 0{,}01$);

l' — investiția specifică în centrala termică (lei/Gcal/h);

ΔB — economia de combustibil realizată prin termoficare (tcc/an);

b — prețul combustibilului (lei/tcc).

Introducînd în relația (7) expresia economiei de combustibil, calculată pentru grupurile P și KO pe baza caracteristicilor energetice și punînd condiția de rentabilitate a termoficării (5), se pot găsi valorile limită inferioară ale debitelor orare de căldură ($Q_T^{\min}$) livrate de grupurile P și KO pentru care varianta termoficării este mai economică decît cea a producerii separate a energiei electrice și a căldurii

$$Q_{T\,(P)}^{\min} \geqslant \frac{n_0\,Q_x\,b' + \eta_c\,m\,N_{\text{CET}}\,i_K\left(\frac{i_T}{i_K} - \varphi\right) + (q_K^* - q_T)\,v\,h_{et}\,b'}{h_{et}\,b'\,(q_K^* - q_T)\,\frac{u_1\,y + u_2}{1+y} + \eta_c\,ml'}, \tag{8}$$

$$Q_{T\,(KO)}^{\min} \geqslant \frac{n_0\,Q_x'\,b' + (q_K - q_K^*)\,N_{\text{CET}}\,\varepsilon\,h_e\,b' + \eta_c\,m\,N_{\text{CET}}\,i_K\left(\frac{i_T}{i_K} - \varphi\right) + h_{et}\,b'v\,\mathfrak{L}}{h_{et}\,b'\,\mathfrak{L}\,\frac{u_1\,y + u_2}{1+y} + \eta_c\,ml'}, \tag{8'}$$

în care s-au notat cu

b' — prețul combustibilului în lei/Gcal $\left(b' = \frac{b}{7}\right)$;

u_1, u_2, v — coeficienții din ecuația (3);

y — raportul dintre cantitatea de căldură livrată orar de priza reglabilă și cea livrată în contrapresiune, pentru grupurile P sau raportul dintre cantitățile de căldură livrate de cele două prize reglabile ale grupurilor KO, $y = \frac{Q_{T1}}{Q_{T2}}$;

h_e, ε — mărimi definite în ecuația (2);

h_{et} — durata de utilizare în regim de termoficare a puterii electrice instalată în CET (ore/an);

$$\mathfrak{L} = (q_K - q_T) - (q_K - q_K^*)\,(1 - \varepsilon).$$

Cu ajutorul valorilor Q_T^{min} determinate pentru o valoare y dată, se poate trece la stabilirea puterii electrice, limită inferioară (N_T^{min}) a grupului de termoficare, cu ajutorul formulei (3).

Valorile $Q_{T(P)}^{min}$ și $Q_{T(KO)}^{min}$ pentru grupurile de termoficare cu contrapresiune pură și cele cu condensație cu o singură priză reglabilă se obțin din expresiile (8) făcînd în acestea pe y egal cu zero.

În cazul în care grupul P sau KO considerat are un debit de căldură $Q_T < Q_T^{min}$ nu se recomandă folosirea lui pentru termoficare în varianta respectivă, rentabilitatea utilizării lui putîndu-se obține prin mărirea corespunzătoare a duratei de utilizare h_0 a debitului maxim de căldură Q_0 cerut de consumator, sau prin micșorarea coeficientului de termoficare α_T, ambele măsuri conducînd la mărirea economiei de combustibil obținută prin aplicarea termoficării.

Aplicarea formulelor (8) la un caz concret, permite stabilirea directă a mărimii Q_T^{min}, evitîndu-se astfel un volum mare de calcule cerut de metoda variantelor de calcul.

Se observă că la determinarea mărimilor Q_T^{min} formulele (8) țin seama de toți factorii analizați în [1] (de curba clasată de consum de căldură prin mărimile h_{et} și φ de caracteristicile energetice ale grupurilor (P), (KO) și (K) prin mărimile Q_x, Q'_x, q_T, q_K, u, v, ε și q_K^*, de investițiile specifice în CET, CTE și CT prin mărimile i_T, i_K și l' precum și de prețul combustibilului prin mărimea b').

Din analiza relațiilor (8) se constată rolul deosebit pe care-l joacă, în stabilirea limitei inferioare a domeniului de rentabilitate a termoficării, mărimea coeficientului de disponibilitate φ a puterii instalate în CET, precum și mărimile i_T, i_K și l' care depind de structura investițiilor în instalațiile CET, CTE și CT, de raportul puterilor unitare ale grupurilor ce se compară (N_T/N_K).

Un alt factor important care poate influența esențial asupra oportunității termoficării cu agregate de putere unitară mică este prețul combustibilului, la a cărei determinare trebuie să se țină seama de investițiile în extracție, preparare, depozitare și transport, precum și de coeficientul normat de eficacitate economică al ramurilor respective [1].

Pentru a pune în evidență influența factorilor amintiți asupra domeniului de rentabilitate a termoficării, metoda elaborată a fost aplicată pentru mai multe grupuri de termoficare existente, de diferite tipuri și puteri, în prezenta lucrare dîndu-se numai rezultatele obținute pentru două grupuri (unul cu contrapresiune și priză reglabilă și altul cu condensație și priză reglabilă ale căror caracteristici sînt următoarele: *)

a) Grupul cu contrapresiune și priză reglabilă

$$(P - 4 - 32/15^{+2}_{-3}/3^{+1}),$$

$$Q_{(P)} = 0{,}292 + 0{,}9\ N_T + Q_{T1} + Q_{T2},$$

$$N_T = 0{,}0704\ Q_{T1} + 0{,}231\ Q_{T2} - 1{,}39,$$

*) Grupurile respective s-au ales la limita inferioară a economicității termoficării, pentru condițiile considerate în calcul.

$Q_{T,\max} = 32$ Gcal/h,
$Q_T = 23$ Gcal/h (priza reglabilă închisă),
$N_T = 4$ MW.

b) Grupul cu condensație și priză reglabilă

$(T - 12 - 35/1{,}2)$

$Q_{(KO)} = (2{,}5 \div 4) + 2{,}62\, N - 1{,}74\, N_T + Q_T$,
$N_T = 0{,}33\, Q_T - 1{,}19$,
$Q_{T,\max} = 36$ Gcal/h,
$N = 12$ MW.

Pentru variantele de producere separată a energiei electrice și a căldurii s-au luat grupurile cu condensație pură K—100—90 și K—50—90 ale căror caracteristici energetice și investiții specifice sînt următoarele:

$Q_K = 15 + 2{,}10\, N$ (K — 100—90) $i_K = 2\,700$ lei/kW *),
$Q_K = 3{,}9 + 2{,}21\, N$ (K—50—90) $i_K = 3\,000$ lei/kW.

Pentru efectuarea calculelor necesare stabilirii limitelor economice ale termoficării cu grupurile considerate, s-a luat pentru investiția specifică în CT și pentru prețul combustibilului valorile: $l = 150\,000$—$250\,000$ lei/t/h și $b = 250 - 350$ lei/tcc, mărimile fiind determinate cu ajutorul formulei (16) și obținîndu-se valorile:

— grupul $P - 4 - 32/15^{+2}_{-3}/3^{+1}$ $\left(\frac{i_T}{i_K} = 2{,}30\right.$ în comparație cu grupul K—50—90 și $\frac{i_T}{i_K} = 2{,}56$ în comparație cu grupul K—100—90$\left.\right)$;

— grupul $T - 12 - 35/1{,}2$ $\left(\frac{i_T}{i_K} = 2{,}0\right.$ în comparație cu grupul K — 100 — 90$\left.\right)$.

Domeniul de rentabilitate a celor două grupuri de termoficare date mai sus a fost stabilit prin metoda variantelor de calcul și verificat cu formulele (8), rezultatele calculelor fiind prezentate în nomogramele din figurile 1, 2 și 3.

Influența naturii consumatorilor industriali de căldură asupra domeniului de rentabilitate a termoficării, a fost pusă în evidență luîndu-se în considerare trei tipuri de curbe clasate ale consumului anual de căldură (tipul I cu $h_0 = 6\,000$ ore/an, tipul II cu $h_0 = 5\,360$ ore/an și tipul III pentru consumatorii industriali sezonieri, cu $h_0 = 3\,600$ ore/an).

Din analiza nomogramelor din figurile 1 și 2 se constată că alura curbei clasate are o foarte mare influență asupra limitei inferioare a dome-

*) Pentru cazul utilizării combustibililor gazoși.

niului de rentabilitate a termoficării. Astfel, din nomograma dată în figura 2 se constată că la funcţionarea turbinei cu priza reglabilă închisă, pentru curba clasată tip I, limita inferioară a domeniului de rentabilitate se obţine pentru $Q_0 = 26$ Gcal/h, adică la un $\alpha_T = 0{,}89$, în timp ce pentru aceeaşi turbină, funcţionînd tot cu priza închisă, dar după curba clasată tip III,

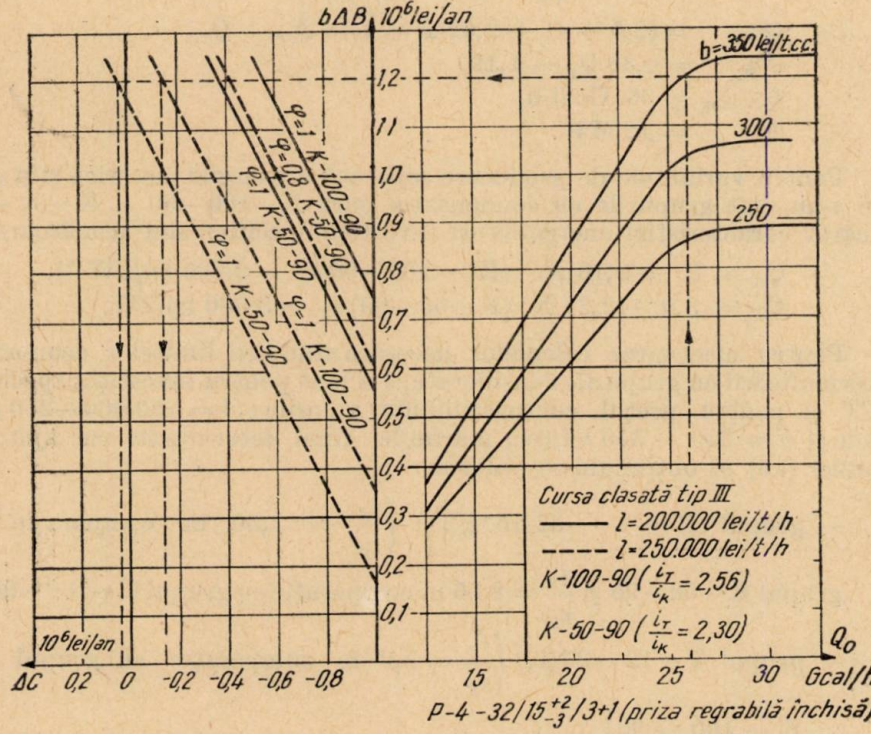


Fig. 1. — Nomogramă pentru calculul mărimii ΔC în funcţie de mărimile Q_0, b, l, i_T/i_K, şi φ pentru grupul P — 4 — 32/15$^{+2}_{-3}$/3^{+1}.

din nomograma dată în figura 1 reiese că termoficarea în această situaţie devine nerentabilă oricare ar fi valoarea lui Q_0.

Pentru a se vedea influenţa gradului de disponibilitate (φ) a puterii instalate în CET asupra economicităţii termoficării, calculele au fost făcute pentru diferite valori ale lui φ (curba clasată tip III) şi prezentate în nomograma din figura 1, din a cărei analiză se constată că pentru un grad de disponibilitate $\varphi = 1$, limita inferioară a domeniului de rentabilitate se obţine pentru $Q_0 = 25$ Gcal/h, adică la un $\alpha_T = 0{,}92$ $\left(l = 250\,000 \text{ lei/t}, \right.$ $b = 350$ lei/tcc şi $\left.\frac{i_T}{i_K} = 2{,}30\right)$ în timp ce pentru un grad de disponibi-

litate de $\varphi = 0{,}8$ termoficarea pentru aceleași valori ale mărimilor l, b și $\frac{i_T}{i_K}$, devine nerentabilă oricît de mare ar fi valoarea lui Q_0.

Influența puterii unitare medii a grupurilor K, nou instalate în CTE de mare putere, asupra oportunității termoficării cu grupuri de putere uni-

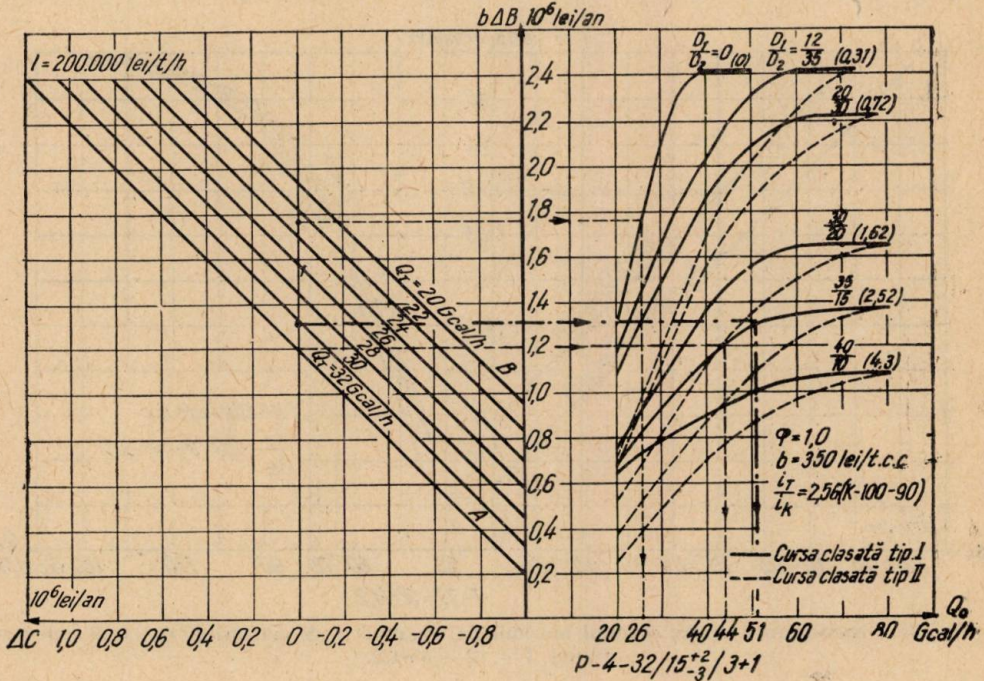


Fig. 2. — Nomogramă pentru calculul mărimii ΔC în funcție de mărimile Q_0, Q_T, y și h_0 pentru grupul P — 4 — $32/15^{+2}_{-3}/3^{+1}$.

tară mică, a fost pusă în evidență, luîndu-se în considerare două grupuri K de puteri diferite ($N_1 = 100$ MW și $N_2 = 50$ MW), rezultatele calculelor fiind prezentate în nomograma din figura 1, din care se observă că în cazul producerii separate a energiei electrice cu grupuri K — 50 — 90 sau K — 100 — 90, termoficarea cu grupuri P — 4 — $32/15^{+2}_{-3}/3 + 1$ (curba tip III și priza reglabilă închisă) devine rentabilă începînd de la $Q_0 = 25$ Gcal/h ($\varphi = 1$, $l = 250\,000$ lei/t/h și $b = 350$ lei/tcc), numai pentru cazul în care se compară cu grupul K—50—90, ea devenind nerentabilă, oricare ar fi valoarea lui Q_0, pentru cazul grupurilor K—100—90 (pentru aceleași valori ale mărimilor φ, l și b).

În ceea ce privește influența energiei electrice produsă în regim de condensație în grupurile KO, asupra rentabilității termoficării, pusă în evidență prin mărimea ε, calculele au fost făcute pentru grupul T—12—35/1,2 pentru diferite valori ale lui ε și pentru o curbă clasată a consumului anual de căldură, cu o durată de utilizare a debitului maxim $h_0 = 3\,850$ ore/an.

Rezultatele calculelor sînt prezentate în nomograma din figura 3, din a cărei analiză se constată că pentru $\varepsilon = 0{,}25$, limita inferioară a domeniului de rentabilitate se obţine pentru $Q_0 = 60$ Gcal/h, adică pentru $\alpha_T = 0{,}6$ [$l = 200\,000$ lei/t/h şi $b = 350$ lei/tcc], în timp ce pentru $\varepsilon = 1{,}0$, se observă că această limită devine $Q_0 = 66$ Gcal/h, adică la $\alpha_T = 0{,}545$ (pentru aceleaşi valori ale mărimilor l şi b). Dacă se compară aceste limite,

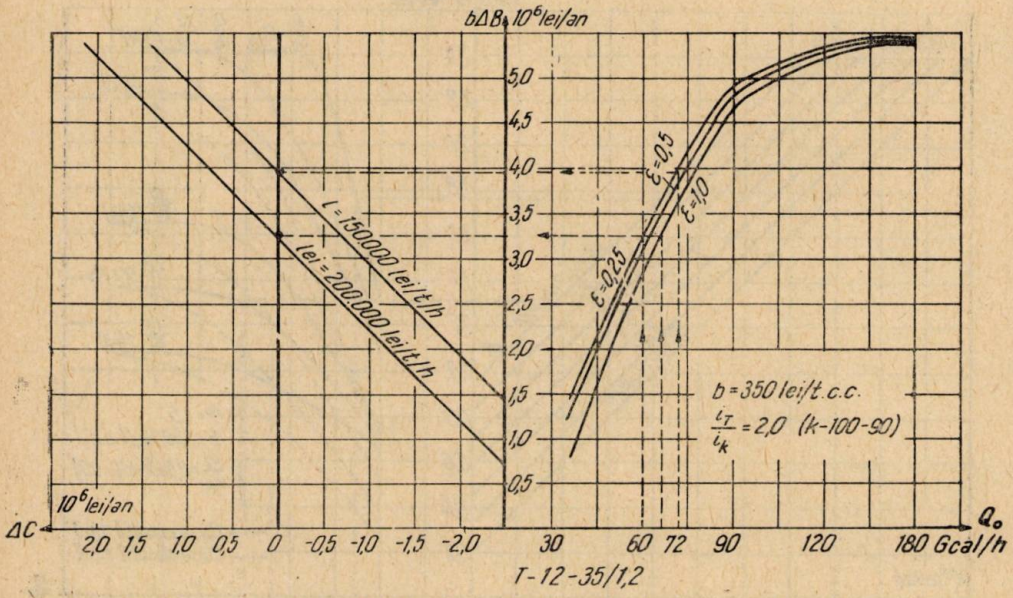


Fig. 3. — Nomogramă pentru calculul mărimii ΔC în funcţie de mărimile Q_0, ε şi l pentru grupul T — 12 — 35/1,2.

se constată că influenţa mărimii ε asupra economicităţii termoficării este neglijabilă. Această constatare este valabilă numai pentru cazul turbinelor de termoficare *KO* cu prize reglabile de presiune mică (cazul turbinei analizate ($p_c = 1$, 2 ata). În cazul turbinelor *KO* cu presiuni ridicate la prizele reglabile, influenţa mărimii ε asupra limitei economice a termoficării poate fi destul de mare.

Influenţa mărimii investiţiilor specifice în *CT* (l) asupra oportunităţii termoficării poate fi constatată cu ajutorul nomogramei din figura 3, care a fost întocmită pentru două valori ale mărimii l($l = 200\,000$ lei/t/h şi $l = 150\,000$ lei/t/h). Se observă că limita inferioară a domeniului de rentabilitate creşte cu scăderea lui l $\left(Q_0 = 60 \frac{\text{Gcal}}{\text{h}}\right.$ pentru $l = 200\,000$ lei/t/h şi $Q_0 = 72$ Gcal/h pentru $l = 150\,000$ lei/t/h, pentru $\left.\varepsilon = 0{,}25\right)$.

În nomograma dată în figura 2, sînt prezentate rezultatele calculelor efectuate pentru grupul $P - 4 - 35/12\frac{+2}{-3}/3^{+1}$, funcţionînd la diferite

regimuri de încărcare ale prizei reglabile și contrapresiunii, notîndu-se cu $\frac{D_1}{D_2}$ raportul debitelor de abur livrate prin priza reglabilă și contrapresiune, cifrele din paranteză reprezentînd raportul debitelor de căldură $\left(y = \frac{Q_{T1}}{Q_{T2}}\right)$. Pentru debitele de căldură cerute de consumator $Q_0 \geqslant 32$ Gcal/h, domeniul de rentabilitate a termoficării se determină cu ajutorul dreptei A, iar pentru debitele $32 > Q_0 > 20$ Gcal/h acest domeniu se stabilește cu ajutorul familiei de drepte paralele, cuprinsă între dreptele A și B. Din analiza acestei nomograme, se vede clar influența puternică a regimurilor de funcționare a turbinei (y) asupra economicității termoficării. Astfel se observă că pentru o funcționare a turbinei cu priza deschisă $\left(Q_{Tn} = 32 \frac{\text{Gcal}}{\text{h}}\ y = 2{,}52\right)$ limita inferioară a domeniului de rentabilitate se obține pentru $Q_0 = 26$ Gcal/h ($\alpha_T = 0{,}89$), în timp ce pentru o funcționare la un regim al debitelor de abur $\frac{D_1}{D_2} = \frac{35}{15}$ ($Q_{Tn} = 32$ Gcal/h, $y = 2{,}52$) valoarea limită se atinge, pentru aceeași curbă clasată, la $Q_0 = 44$ Gcal/h ($\alpha_T = 0{,}73$).

Pentru a putea verifica exactitatea formulelor (8) acestea au fost aplicate pentru mai multe cazuri concrete, constatîndu-se că rezultatele obținute coincid cu cele ale metodei variantelor de calcul. Pentru a arăta modul în care se aplică aceste formule, dăm mai jos unul din cazurile studiate, pentru grupul $P - 4 - 32/15^{+2}_{-3}/3^{+1}$ pentru $\alpha_T = 0{,}6$; $i_K = 2\,700$ lei/kW; $l' = 324\,000$ lei/Gcal/h; $b' = 50$ lei/Gcal; $\eta_c = 0{,}86$; $n_0 = 8\,000$ ore; $u_1 = 0{,}0704$; $u_2 = 0{,}231$; $v = 1{,}39$; $Q_x = 0{,}292$; $q_K^{\cdot} = 2{,}335$ Gcal/MWh; $q_T = 0{,}9$ Gcal/MWh; $y = 2{,}52$; $\frac{i_T}{i_K} = 2{,}56$; $h_{eT} = 8000$ ore/an; $\varphi = 1$ (curba clasată tip I). Înlocuind valorile de mai sus în formula (8 se obține

$$Q_T^{\min} \geqslant \frac{8\,000 \cdot 0{,}292 \cdot 50 + 0{,}86 \cdot 0{,}188 \cdot 4 \cdot 2{,}7 \cdot 10^6 (2{,}56 - 1) + (2{,}335 - 0{,}9)\, 1{,}39 \cdot 8\,000 \cdot 50}{8\,000 \cdot 50 \cdot (2{,}335 - 0{,}9) \frac{0{,}0704 \cdot 2{,}52 + 0{,}231}{1 + 2{,}52} + 0{,}86 \cdot 0{,}188 \cdot 324\,000},$$

$$Q_T^{\min} \geqslant 30{,}4 \frac{\text{Gcal}}{\text{h}} \text{ sau } Q_0^{\min} \geqslant \frac{30{,}4}{0{,}6} = 51 \frac{\text{Gcal}}{\text{h}}.$$

Comparînd acest rezultat cu cel obținut prin metoda variantelor de calcul, prezentată în nomograma din figura 2, se constată că ele coincid.

Formula (8′) a fost aplicată la stabilirea domeniului de rentabilitate a termoficării cu grupul $P - 4 - 32/15^{+2}_{-3}/3^{+1}$ pentru diferite regimuri de încărcare ale prizei reglabile și contrapresiunii $\left(y = \frac{Q_{T1}}{Q_{T2}}\right)$, rezultatele calculelor fiind concretizate în diagramele din figura 4 *a* (curba clasată tip I) și 4 *b* (curba clasată tip II), constatîndu-se coincidența dintre

limitele economicității termoficării obținute prin aplicarea acestei formule și cele obținute prin metoda variantelor de calcul, prezentate în nomograma din figura 2.

Diagramele de tipul celor prezentate în figura 4, construite pe baza formulelor (8), permit să se determine zonele de funcționare economică în regim de termoficare, pentru diferite turbogrupuri.

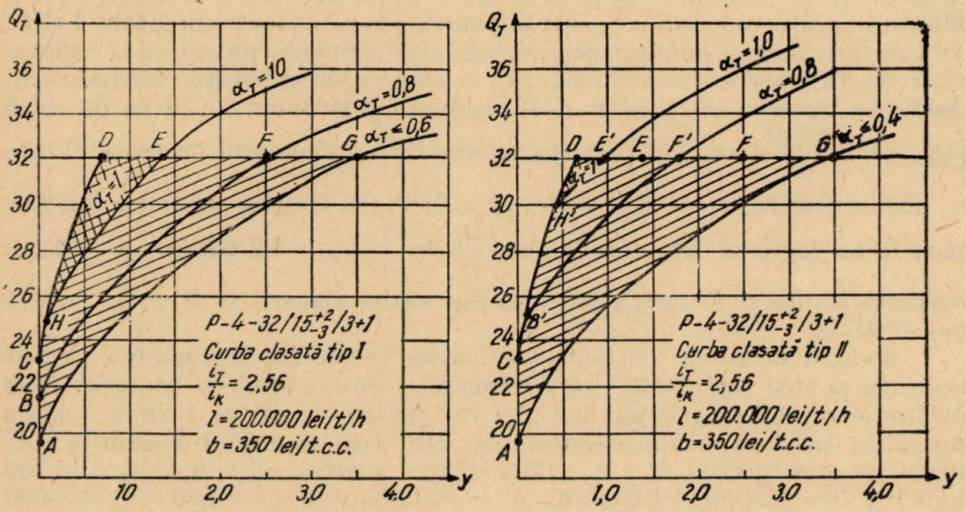


Fig. 4 *a* — *b*. — Diagrame pentru stabilirea domeniului de rentabilitate a termoficării cu grupul P — 4 — 32/15$^{+2}_{-3}$3^{+1} pentru curba clasată I (a) și curba clasată II (b).

Din figura 4, se observă că pentru grupul P — 4 — 32/15$^{+2}_{-3}$/3^{+1} domeniile de funcționare, caracterizate prin mărimile Q_T și y pentru care termoficarea este rentabilă, se încadrează în zona $ACDGA$, a cărei mărime rămîne neschimbată, indiferent de alura curbei clasate de consum anual de căldură, dacă ceilalți parametrii rămîn constanți, valorile coeficientului de termoficare, în interiorul acestei zone, fiind diferite, în funcție de alura curbei de consum. Astfel pentru curba de consum tip I (fig. 4 *a*), la un debit de căldură al turbinei $Q_T = 32$ Gcal/h și la un raport al debitelor de căldură $y = 1{,}4$ (punctul E) grupul P — 4 — 32/15$^{+2}_{-3}$/3^{+1} funcționează economic la $\alpha_T \leqslant 1$, în cazul curbei de consum tip II (fig. 4 *b*) la $Q_T = 32$ Gcal/h și $y = 1{,}4$ funcționarea economică se asigură la $\alpha_T \leqslant 0{,}9$ (punctul E din fig. 4 *b*); se observă deci că punctul E din figura 4 *a* se deplasează în punctul E' din figura 4 *b* ($\alpha_T = 1$), ceea ce arată că valoarea y la care funcționează economic turbina la $\alpha_T = 1$ va fi mai mică pentru curba clasată tip II, scăzînd de la 1,4 la 0,98, ceea ce conduce la o limitare a regimurilor economice de funcționare a turbinei.

2. DETERMINAREA COEFICIENTULUI OPTIM DE TERMOFICARE

În cazul unui turbogrup, ce livrează debitul nominal de căldură (Q_{Tn}), valoarea ΔC (diferența cheltuielilor anuale de calcul din varianta producerii separate și din varianta producerii combinate a energiei electrice și a căldurii) va crește o dată cu mărirea debitului de căldură instalat la consumator Q_0 (ceea ce conduce la o scădere corespunzătoare a coeficientului de termoficare α_T) pînă la o valoare $\Delta C^{\max}$, după care creșterea în continuare a mărimii Q_0 nu mai influențează mărimea ΔC.

Valoarea $\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}$ va reprezenta deci diferența cheltuielilor anuale de calcul din cele două variante, raportată la cantitatea totală de căldură cerută de consumator $Q_0 h_0$, valoarea $\left(\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}\right)^{\max}$ corespunzînd valorii optime a coeficientului de termoficare, pentru turbogrupul considerat și pentru o anumită curbă clasată a consumului anual de căldură (fig. 4).

Pornind de la valoarea ΔC (7), raportul $\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}$ se poate scrie sub forma

$$\frac{\Delta C}{Q_0 h_0} = \frac{R h_{et} - P}{Q_0 h_0}, \tag{9}$$

în care s-au notat pentru grupurile KO

$$R = N_T b' [(q_K - q_T) - (q_K - q_K^*)(1 - \varepsilon)],$$

$$P = b' [n_0 Q_x' + (q_K - q_K^*) N h_e \varepsilon] + \eta_C m N (i_T - i_K) - m l' Q_{Tn} \eta_C .$$

În cazul grupurilor cu contrapresiune, avînd în vedere că $\varepsilon = 0$ și $q_K = q_K^*$, mărimile R și P se pot scrie sub forma

$$R = N_T b' (q_K^* - q_T),$$

$$P = b' n_0 Q_{\perp} + \eta_C m N_T (i_T - i_K) - m l' Q_{Tn} \eta_C .$$

Valoarea debitului de căldură instalat la consumator (h_{et}) pentru care mărimea $\left[\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}\right]$ va avea valoarea maximă va fi dată de ecuația

$$\frac{\partial \left(\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}\right)}{\partial Q_0} = \frac{R \frac{\partial h_{et}}{\partial Q_0} Q_0 - (R h_{et}' - P)}{h_0 Q_0^2} = 0. \tag{10}$$

Avînd în vedere că durata de utilizare a puterii electrice a turbogrupului h_{et} poate fi exprimată conform [2] prin relația

$$h_{et} = a h_T - C$$

în care

$$a = \frac{1}{1 - x_T} \text{ și } C = \frac{n_0 x_T}{1 - x_T},$$

iar durata de utilizare a debitului nominal de căldură livrat de turbină este

$$h_T = h_0 \frac{\alpha_{an}}{Q_{Tn}} Q_0,$$

rezultă că derivata $\frac{\partial h_{et}}{\partial Q_0}$ va fi

$$\frac{\partial h_{et}}{\partial Q_0} = \frac{a h_0}{Q_{Tn}} (-\gamma Q_0 + \alpha_{an}). \tag{11}$$

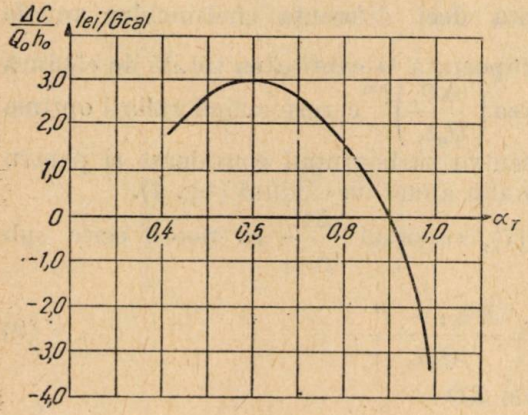


Fig. 5. — Variaţia mărimii $\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}$ în funcţie de α_T.

în care s-a notat $\gamma = -\frac{\partial \alpha_{an}}{\partial Q_0}$ deoarece se poate demonstra că mărimea $\frac{\partial \alpha_{an}}{\partial Q_0}$ are o valoare negativă.

Ţinînd seama de expresiile (10), (11), rezultă că ecuaţia de optim a valorii Q_0 (sau α_T) se poate scrie sub forma

$$[n_0 x_T R + (1 - x_T) P] \alpha_T^2 - h_0 R \gamma Q_{Tn} = 0, \tag{12}$$

de unde rezultă

$$(\alpha_T)^{opt} = \sqrt{\frac{h_0 R \gamma Q_{Tn}}{n_0 x_T R + (1 - x_T) P}}, \tag{13}$$

sau

$$Q_0^{opt} = \frac{Q_{Tn}}{\alpha_T^{opt}}. \tag{14}$$

În figura 5, se indică ilustrativ pentru grupul cu contrapresiune $P-4-32/15^{+2}_{-3}/3^{+1}$ modul de variaţie a mărimii $\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}$ în funcţie de α_T

observîndu-se că valoarea $\left(\frac{\Delta C}{Q_0 h_0}\right)^{\max}$ se obține pentru $\alpha_T = 0{,}575$ (calculele s-au efectuat pentru cazul în care priza reglabilă a turbinei este închisă $Q_{Tn} = 23$ Gcal/h).

Luîndu-se pentru turbogrupul P — 4 — 32/15$^{+2}_{-3}$ valorile de calcul ale lui x_T, n_0, b', q_K^*, q_T, l' indicate în paragraful 1 și calculîndu-se valoarea $\gamma = \frac{\Delta \alpha_{an}}{\Delta Q_0}$, pentru curba clasată de tipul I, care în general variază în limite restrînse (pentru cazul studiat $\gamma = 0{,}012 - 0{,}015$), se poate determina ușor, conform formulei (13), valoarea $(\alpha_T)^{opt}$

$$(\alpha_T)^{opt} = \sqrt{\frac{6\,000 \cdot 287 \cdot 0{,}013 \cdot 23}{8\,000 \cdot 0{,}278 \cdot 287 + (1 - 0{,}278)\ 1{,}357 \cdot 10^6}} = 0{,}57,$$

ceea ce corespunde perfect valorii optime obținute pe baza variantelor de calcul (fig. 1).

Deci formula (13) permite o determinare precisă a valorii $(\alpha_T)^{opt}$, în funcție de condițiile tehnico-economice impuse de natura consumatorului de căldură, structura investițiilor, caracteristicile energetice ale turbogrupurilor etc., ceea ce indică posibilitățile largi de aplicare în proiectarea instalațiilor de termoficare, pentru obținerea unei eficacități economice maxime.

3. CONCLUZII

Analiza factorilor care influențează asupra domeniului de rentabilitate a termoficării cu grupuri de putere unitară mică conduce la concluzia că valoarea Q_T^{min} sau Q_0^{min} trebuie determinată pentru fiecare caz concret, avînd în vedere influența puternică pe care o pot avea fiecare din factorii analizați asupra economicității termoficării.

Pentru stabilirea domeniului de rentabilitate exprimat prin relația $\Delta C \geqslant 0$, se impune o determinare corectă a structurii investițiilor în CET, CTE și CT, precum și a prețului combustibilului b.

Economicitatea termoficării cu grupuri mici va depinde de puterea medie a grupurilor cu condensație ce se instalează la CTE din sistemul energetic considerat, de investiția specifică în CT cu parametrii coborîți ai aburului, precum și de gradul de disponibilitate a puterii instalate la CET.

O importanță deosebită asupra economicității termoficării, prezintă alura curbei clasate a consumului anual de căldură, observîndu-se în special pentru consumatorii sezonieri, valori limită ale domeniului de rentabilitate destul de ridicate.

Formulele (8) permit determinarea cu precizie suficientă a valorilor limită inferioară ale puterilor electrice și debitelor de căldură pentru grupurile mici de termoficare, punînd în evidență influența fiecărui factor asupra domeniului de economicitate a termoficării, permițînd totodată să se găsească cu ușurință regimurile economice de funcționare ale turbinelor, ceea

ce reprezintă o importanţă deosebită în exploatarea grupurilor de termoficare de putere mică.

Formula (13) permite calculul valorii optime a coeficientului de termoficare pentru diferite turbogrupuri, indicînd pentru o anumită curbă clasată a consumului anual de căldură valoarea debitului de căldură instalat la consumator (Q_0) pentru care se obţine economia maximă la Gcal livrată consumatorului de căldură.

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОМЫШЛЕННОЙ ТЭЦ

РЕЗЮМЕ

Рассматривается вопрос установления области экономичности промышленной теплофикации маломощными агрегатами, а также вопрос определения оптимального коэффициента теплофикации, в зависимости от характеристик турбоагрегата и потребителя тепла, от степени использования конденсационных хвостов и пр.

Предлагаемые расчетные формулы позволяют легко вывести оптимальные значения коэффициента теплофикации и предельное значение установленного у потребителя теплового расхода, при котором теплофикация становится экономичной.

BIBLIOGRAFIE

1. D. GRECOV, I. IORDACHE, *Economicitatea termoficării cu turbine cu abur cu contrapresiune de putere mică.* St. cerc. energ., B, *2*(1963).
2. Г. Б. ЛЕВЕНТАЛ, Л. А. МЕЛЕНТЬЕВ, *Технико-экономические основы развития теплофикации в энергосистемах.* Госэнергоиздат, 1961.

INFLUENŢA AERULUI INSUFLAT ŞI A GEOMETRIEI CARCASEI ASUPRA UNGHIULUI DE PULVERIZARE LA ARZĂTOARELE TURBIONARE CU PULVERIZARE MIXTĂ*)

DE

V. V. GHIA şi S. MOLFETTA-TĂBĂCARU

662.942

1. GENERALITĂŢI

În cazul arzătoarelor de combustibil lichid, se admite că unghiul de pulverizare este unul din factorii principali care determină geometria flăcării.

Determinarea unghiului de pulverizare se poate face prin fotografierea jetului pulverizat (θ'), sau din curba de repartiţie a lichidului în jetul pulverizat, ridicată experimental la o distanţă mică de diusa injectorului (θ). S-au făcut şi numeroase studii pentru determinarea pe cale teoretică a unghiului de pulverizare, în special la pulverizarea prin injecţie mecanică.

În toate cazurile $\theta' > \theta$, deoarece prin fotografiere, se înregistrează conturul exterior al jetului, pe cînd laturile unghiului θ precizează direcţiile după care sînt împrăştiate cele mai multe picături, deci cea mai mare parte din combustibil.

În special, la presiuni de injecţie mărite, unghiul θ' nu dă o imagine justă asupra împrăştierii combustibilului, din cauza ceţii de picături fin pulverizate, care apar în jurul jetului. Astfel sînt cazuri cînd de la o anumită valoare a presiunii de injecţie p_i, unghiul θ' se măreşte cu creşterea pre-

*) Comunicare prezentată la sesiunea ştiinţifică de comunicări, a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 15—16 martie 1963.

siunii p_i, pe cînd unghiul θ scade. Se poate spune că θ determină mai just dispersia jetului de combustibil pulverizat.

Influenţa asupra unghiului de pulverizare θ a aerului de joasă presiune la injectoarele mecanice cu cameră de turbionare, cît şi influenţa geometriei carcasei arzătorului turbionar cu pulverizare mixtă, asupra aceluiaşi parametru, sînt probleme nestudiate în literatura de specialitate.

Cunoaşterea influenţei acestor factori, prezintă o deosebită importanţă în realizarea construcţiilor optime de arzătoare turbionare cu pulverizare mixtă.

Atacarea problemei, s-a făcut pe cale experimentală, deoarece pînă în prezent nu a fost posibil să se dea o rezolvare teoretică.

2. INSTALAŢIA EXPERIMENTALĂ ŞI MODUL DE PRELUCRARE A REZULTATELOR

În figura 1 se prezintă schiţa instalaţiei experimentale care se compune din următoarele părţi principale: arzătorul, cadrul de susţinere (*3*), stativul cu eprubetele de captare (*5*), ventilator pentru insuflat aerul (*1*), pompa (*14*) cu ajutorul căreia se creează presiunea de injecţie p_i, rezervorul tampon (*13*), conductele de legătură şi aparatajul de măsură.

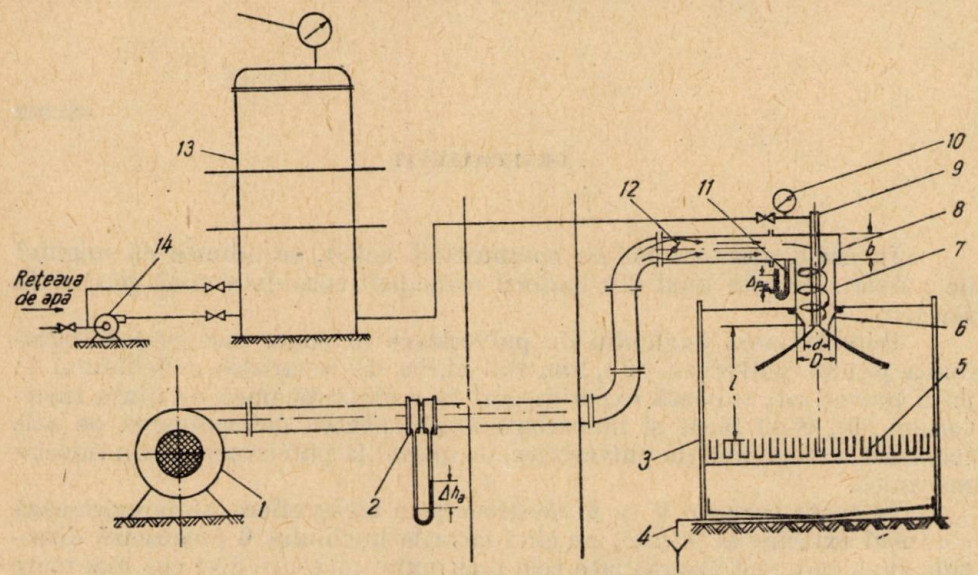


Fig. 1. — Schiţa instalaţiei experimentale.

1. Ventilator pentru insuflat aer. 2. Dispozitiv de măsurat debitul de aer D_a. 3. Cadru de susţinere. 4. Scurgere. 5. Eprubete de captare. 6. Conus terminal. 7. Carcasă cilindrică. 8. Carcasă spirală. 9. Injector. 10. Manometru pentru măsurat p_i. 11. Tub manometric. 12. Clapetă de reglat debitul D_a. 13. Rezervor tampon. 14. Pompă. 15. Manometru de control.

Arzătorul folosit la experimentări a fost de tipul turbionar. Acesta se compune din: carcasa spirală (*8*), cu o singură intrare pentru aerul insuflat; carcasa cilindrică (*7*); conusul terminal (*6*) şi injectorul (*9*).

Injectorul a fost prevăzut cu cameră de turbionare, astfel încît fluidul de lucru era pulverizat sub forma unei pînze în formă de hiperboloid de rotație. Se poate spune că într-un asemenea arzător pulverizarea era mixtă, adică se realiza atît datorită injecției mecanice, cît și datorită aerului de joasă presiune insuflat de ventilator.

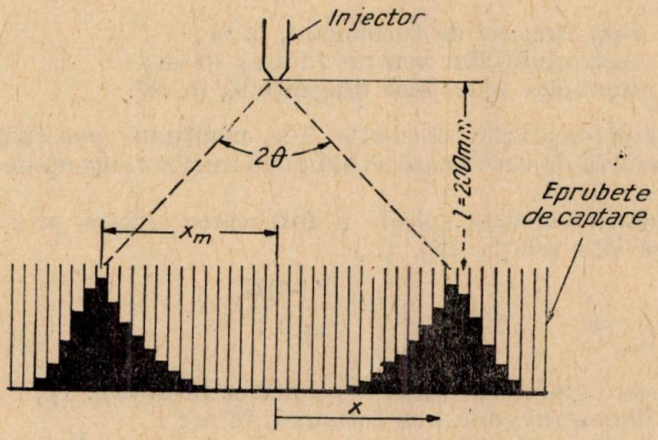


Fig. 2. — Determinarea unghiului θ din curba de repartiție cantitativă a lichidului în jetul pulverizat.

Din figura 2 rezultă modul în care se poate determina unghiul de pulverizare θ, din curba de repartiție a lichidului în jetul pulverizat, la injectoarele cu cameră de turbionare.

Pentru comoditatea experimentărilor, s-a folosit drept lichid de lucru apa potabilă. Ținînd seama de rezultatele experiențelor efectuate de Gebhardt și Grifflon [1] se poate trece ușor de la valorile obținute pentru unghiul de pulverizare β pulverizînd apa, la valorile care s-ar obține pentru oricare alt combustibil lichid. S-a constatat că tensiunea superficială a lichidului pulverizat are o influență foarte mică, astfel că factorul esențial este viscozitatea combustibilului. Astfel, dacă ν este viscozitatea combustibilului exprimată în c st, tangența unghiului de pulverizare pentru un combustibil lichid oarecare este dată de relația

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\nu^n}. \qquad (1)$$

Factorul n este un coeficient care depinde de geometria injectorului. În experimentările efectuate de cercetătorii menționați anterior, coeficientul n a variat între 0,131 și 0,15.

Ținînd seama că vitezele relative dintre vena de aer insuflat și jetul de combustibil pulverizat sînt relativ mici, se poate aprecia că influența aerului insuflat asupra finețiii de pulverizare nu este mare. De aici rezultă că se poate admite că în același mod își va manifesta influența viscozitatea ν și asupra unghiului θ realizat la pulverizarea mixtă.

Geometria injectorului, prevăzut cu cameră de turbionare fără întoarcerea combustibilului, a fost caracterizată prin mărimea A, definită de relaţia

$$A = \frac{\pi . R_c . r_e}{F_t}, \tag{2}$$

unde:

R_c — raza camerei de turbionare, în m;
r_e — raza ajutajului central (diusa) în m;
F_t — suprafaţa ajutajelor tangenţiale, în m^2.

În experimentările efectuate s-a menţinut constantă mărimea $A = 2{,}2$, camera de turbionare avînd două intrări tangenţiale cu secţiunea circulară.

Geometria carcasei spirale a fost caracterizată prin mărimea ψ, determinată din relaţia [2], [3]

$$\psi = \frac{(D+a)d}{a.b}, \tag{3}$$

unde:

D — este diametrul carcasei cilindrice în m (fig. 1);
d — diametrul conusului terminal, în m;
a — lăţimea gurii de intrare a carcasei spirale, în m;
b — lungimea gurii de intrare a carcasei spirale, în m.

Valoarea mărimii ψ, dată de relaţia (3), s-a determinat din formula

$$\psi = \frac{8M}{\pi . K . d}, \tag{4}$$

unde:

M — este valoarea momentului cantităţii de mişcare a aerului insuflat, în raport cu axa injectorului, la intrarea în carcasa spirală, în kg.m.s;
K — valoarea medie a impulsului aerului insuflat, în secţiunea de ieşire din carcasa arzătorului, în kg.s.

Cercetările teoretice şi experimentale au arătat că ψ este un invariant, care determină cîmpul de viteze realizat de arzătorul turbionar indiferent cum s-ar obţine această turbionare.

Astfel în cazul a, b şi c prezentate în figura 3 formulele de calcul ale mărimii ψ sînt următoarele:

$$\psi = \frac{D(D-a)}{a.b}, \tag{5}$$

$$\psi = \frac{D(D+a+2c_0)}{a.b}, \tag{6}$$

$$\psi = \frac{D^2}{L.n.\varepsilon} \cos \alpha. \tag{7}$$

Semnificația termenilor ce apar suplimentar față de relațiile prezentate în text și pe figura 3, este următoarea:

c_0 — distanța dintre raza minimă a carcasei melcate și raza carcasei cilindrice, în m;
L — lungimea paletei, în m;
n — numărul paletelor;
ε — distanța minimă dintre palete;
α — unghiul de înclinare al paletelor, în raport cu tangenta la carcasa cilindrică.

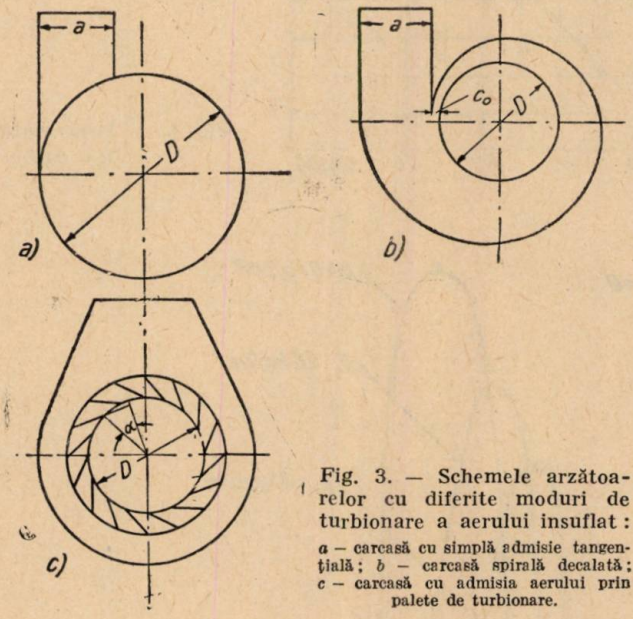


Fig. 3. — Schemele arzătoarelor cu diferite moduri de turbionare a aerului insuflat:
a — carcasă cu simplă admisie tangențială; *b* — carcasă spirală decalată; *c* — carcasă cu admisia aerului prin palete de turbionare.

În consecință, pentru aceeași valoare a lui ψ, cîmpurile de viteze ale aerului insuflat vor fi similare la toate arzătoarele turbionare prezentate în figura 3 astfel că și efectul aerului turbionat, asupra jetului de combustibil pulverizat mecanic va fi același.

Deci, se poate spune că valabilitatea concluziilor ce se vor obține, nu se referă numai la arzătorul turbionar cu intrare melcată, ci este mult mai largă.

3. REZULTATELE OBȚINUTE

Experimentările s-au efectuat pentru trei valori ale caracteristicii carcasei: $\psi_1=2$, $\psi_2=2{,}6$ și $\psi_3=3{,}5$ care au corespuns diametrelor conusului terminal $d_1=115$ mm, $d_2=151$ mm și $d_3=202$ mm.

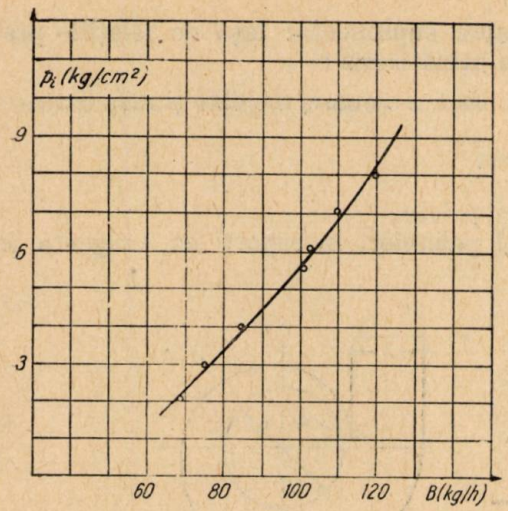


Fig. 4. — Reprezentarea curbei. $B = f(p_i)$.

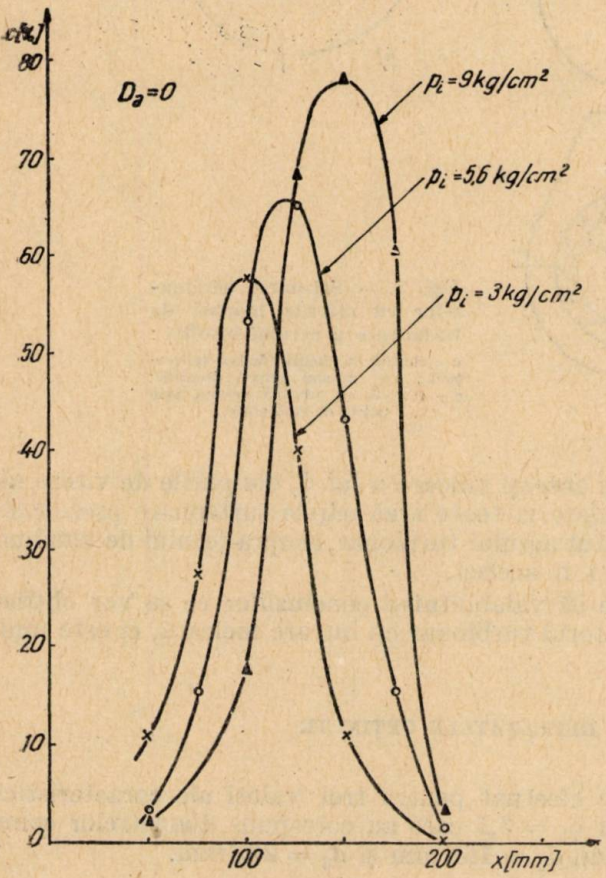


Fig. 5. — Curbele de repartiție a lichidului în jetul pulverizat, pentru $D_a = 0$.

Pentru ca să se cunoască debitele de lichid pulverizat B la care s-a lucrat, funcție de presiunea de injecție p_i, s-a prezentat în figura 4, curba $B=f(p_i)$.

Primele experimentări s-au efectuat fără aer insuflat. În figura 5 s-au reprezentat curbele de repartiție a lichidului în jetul pulverizat, pentru debitul de aer insuflat $D_a = 0$ și presiunile de injecție $p_i = 3$; 5,6; și 9 kg/cm². Pe ordonată, s-a notat prin c procentele în volum din debitul de lichid pulverizat B, iar pe abscisă, prin x s-a notat distanța de la axa de simetrie a injectorului pînă la eprubeta de captare considerată.

Menționăm că pentru toate experimentările efectuate, distanța de la diusa injectorului pînă la stativul de eprubete, a fost $l = 200$ mm.

Din alura curbelor de repartiție, prezentate în figura 5, rezultă că o dată cu creșterea presiunii p_1, unghiul de pulverizare crește, iar valoarea maximă a ordonatei c este cu atît mai mare cu cît p_i este mai mare.

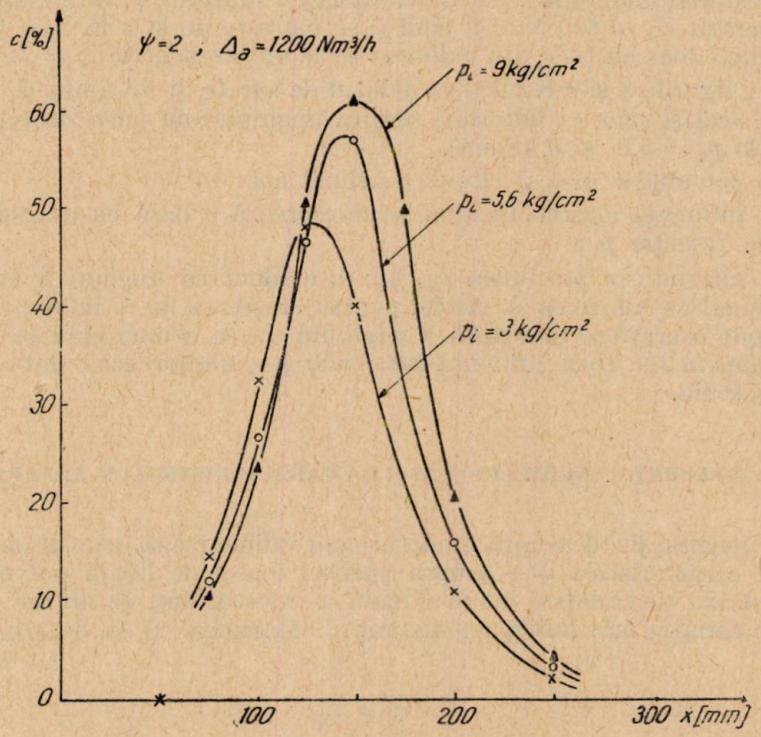


Fig. 6. — Curbele de repartiție a lichidului în jetul pulverizat, pentru $\psi_1 = 2$ și $D_a = 1\,200$ Nm³/h.

Introducerea aerului insuflat modifică curbele de repartiție a lichidului în jetul pulverizat. Din figura 6, unde se prezintă curbele de repartiție pentru $\psi_1 = 2$ și $D_a = 1\,200$ Nm³/h, se poate trage concluzia că aerul insuflat mărește într-o oarecare măsură, cîmpul în care lichidul este

captat, adică accelerează dezagregarea în picături fine, a pînzei de lichid pulverizat.

Din figura 7, rezultă influenţa debitului de aer insuflat D_a, şi a caracteristicii geometrice a carcasei ψ, asupra unghiului de pulverizare β pentru $p_i = 3$ kg/cm^2. Se constată că

— pentru aceeaşi valoare ψ, unghiul β este cu atît mai mare, cu cît debitul D_a este mai mare;

— la aceeaşi valoare a debitului D_a, unghiul β se măreşte pe măsură ce creşte mărimea ψ.

Astfel, pentru $\psi_1 = 3{,}5$ şi $p_i = 3$ kg/cm^2, la o variaţie a debitului D_a de la zero la 800 Nm^3/h, corespunde o creştere a unghiului de pulverizare cu 27°, adică cu $\sim 46\,\%$ faţă de valoarea care se obţine numai prin injecţia mecanică.

Creşterea unghiului β datorită variaţiei mărimii ψ, este mai redusă. Astfel pentru $D_a = 800$ Nm^3/h cînd ψ se măreşte de la 2 la 3,5, β creşte cu 7°, adică doar cu 14 % din valoarea ce se obţine pentru $\psi_1 = 2$.

Din figurile 8 şi 9 rezultă că debitul de aer D_a şi mărimea ψ, influenţează în acelaşi sens ca anterior, asupra unghiului de pulverizare, pentru presiunile $p_i = 5{,}6$ şi 9 kg/cm^2.

Se pot obţine însă şi cîteva concluzii noi:

— influenţa aerului insuflat se micşorează o dată cu creşterea presiunii de injecţie p_i;

— mărindu-se presiunea p_i, apare evident că unghiul β nu creşte proporţional cu mărimea ψ. Astfel pentru creşterea lui ψ între 2,6 şi 3,5, corespunde o creştere mai mică a unghiului β, ca atunci cînd se măreşte de la 2 pînă la 2,6. Deci influenţa factorului ψ se micşorează o dată cu creşterea acestuia.

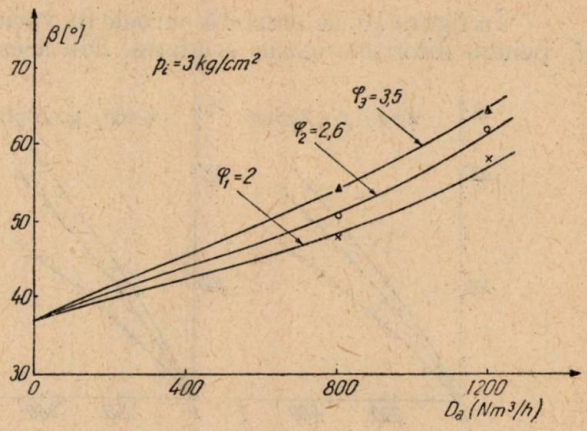
4. INFLUENŢA UNGHIULUI θ ASUPRA CARACTERISTICILOR ARDERII

O imagine justă asupra modului cum influenţează debitul de aer insuflat şi caracteristica ψ — asupra poziţiei masei de lichid pulverizat în raport cu axa de simetrie longitudinală a injectorului, se obţine dacă se studiază variaţia mărimii x_G cu distanţa l. Mărimea x_G se determină din relaţia

$$x_G = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} c_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{i=n} c_i}, \qquad (8)$$

unde c_i şi x_i sînt coordonatele curente ale unui punct, din cele n puncte considerate pe curbele de repartiţie a lichidului în jetul pulverizat, similare acelora prezentate în figurile 5 şi 6.

Fig. 7. — Variația unghiului de pulverizare cu D_a și ψ pentru $p_i = 3$ kg/cm².



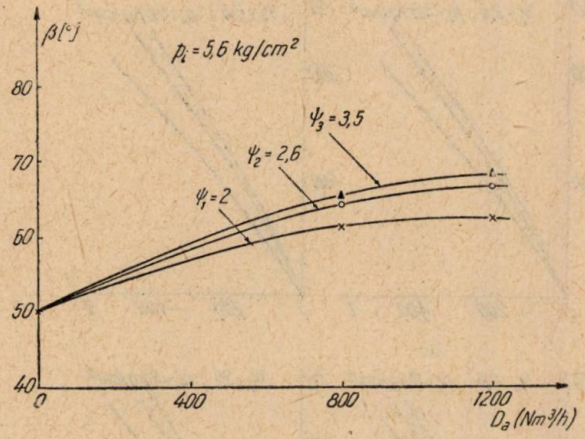


Fig. 8. — Variația unghiului de pulverizare β, cu D_a și ψ pentru $p_i = 5{,}6$ kg/cm².

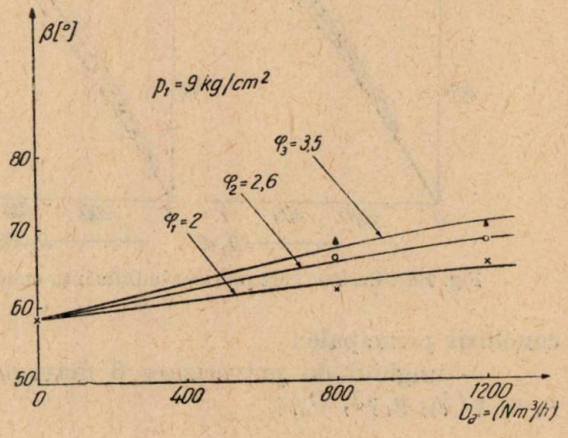


Fig. 9. — Variația unghiului de pulverizare β cu D_a și ψ pentru $p_i = 9$ kg/cm².

În figura 10, se prezintă curbele de variație ale mărimii x_G cu distanța l, pentru diferitele cazuri studiate. Din acestea se pot trage următoarele

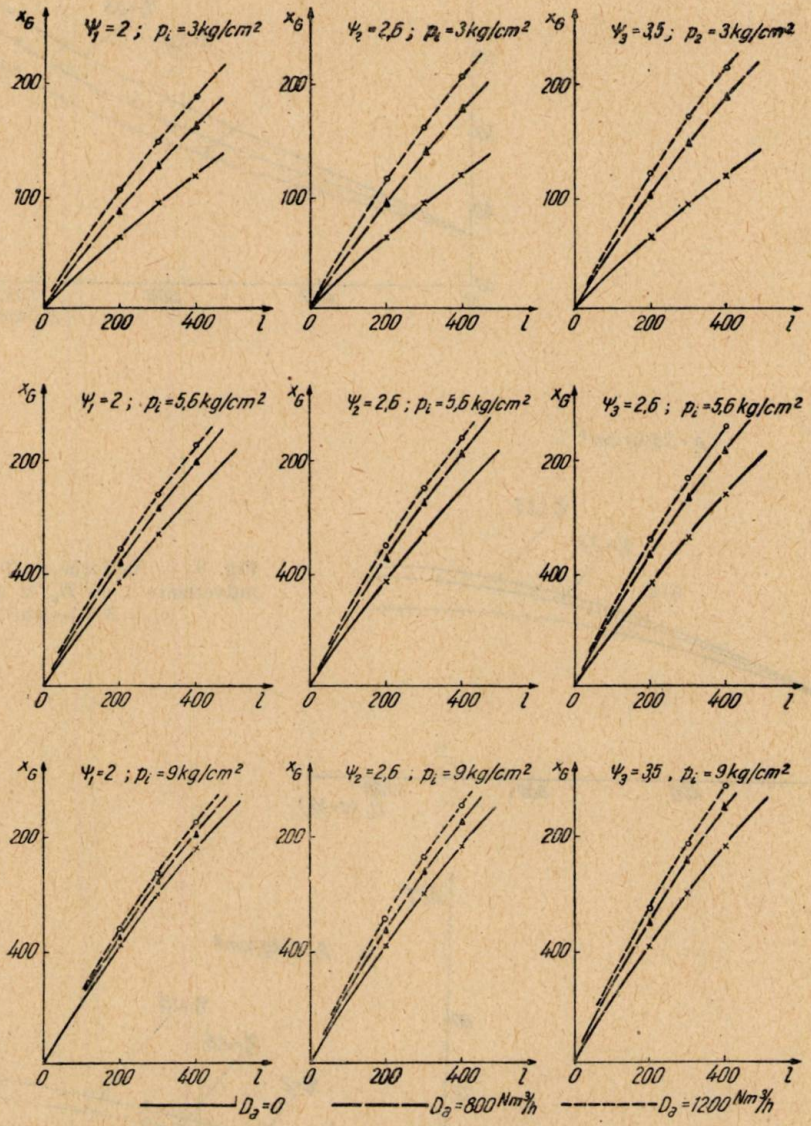


Fig. 10. — Curbele care precizează influența mărimilor D_a, ψ, p_i și l, asupra lui x_G.

concluzii principale :

— unghiul de pulverizare β determină alura curbelor de variație $x_G = \varphi(\psi_1, p_i; l, D_a)$;

— pentru aceeași valoare a lui ψ și l, x_G este cu atît mai mare cu cît debitul de aer insuflat este mai mare;

— la aceeași valoare a debitului D_a, x_G se mărește o dată cu creșterea distanței l și a caracteristicii ψ.

O condiție esențială pentru realizarea unei arderi raționale din punct de vedere tehnic, este ca fiecare particulă din combustibilul fin pulverizat, să găsească în zona în care arde, cantitatea de aer necesară. Dacă se

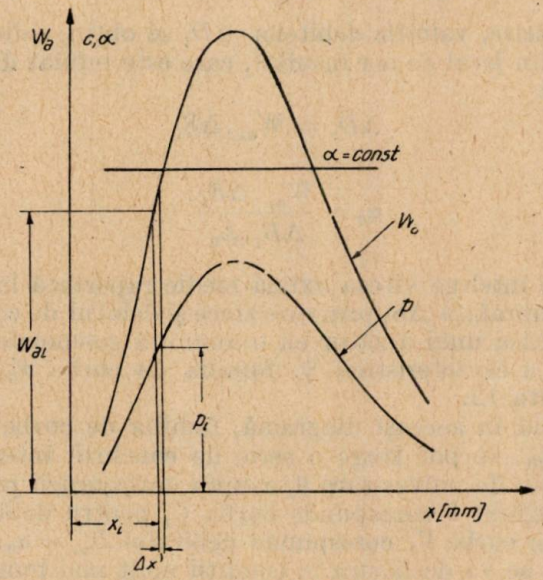


Fig. 11. — Cazul ideal α_0 = const.

consideră curba de repartiție a debitului de aer insuflat și curba de repartiție a combustibilului pulverizat în mod ideal pentru fiecare punct al secțiunii considerate (fig. 11) ar trebui să fie satisfăcută condiția

$$\alpha_0 = \frac{\Delta D_i}{\Delta B_i L_0} \tag{9}$$

unde:

α_0 — este coeficientul excesului de aer la care este necesar să aibă loc arderea;

L_0 — cantitatea teoretică de aer pentru ardere;

ΔD_i — debitul de aer care este furnizat debitului de combustibil ΔB.

Se subînțelege că această condiție nu poate fi îndeplinită practic pentru toate punctele secțiunii considerate.

O bună aproximaţie se obţine însă dacă pentru fiecare secţiune — situată în zona în care se desfăşoară cea mai mare parte a procesului de ardere —, este îndeplinită condiţia $x_G \approx x'_G$, unde

$$x'_G = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \Delta D_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{i=n} \Delta D_i}. \tag{10}$$

În mod practic, valorile debitelor ΔD_i se obţin, ridicîndu-se cîmpul vitezelor axiale din jetul de aer insuflat, care este refulat din carcasa arzătorului, astfel că

$$\Delta D_i = W_{ai} \cdot \Delta S_i$$

sau

$$\alpha_0 = \frac{W_{ai} \cdot \Delta S_i}{\Delta B_i \cdot L_0} \tag{11}$$

Prin W_{ai} se înţelege viteza axială medie raportată la condiţiile normale în zona de suprafaţă ΔS_i prin care trece şi debitul de combustibil ΔB_i.

Pentru carcasa unui arzător cu o anumită geometrie, deci pentru o anumită valoare a caracteristicii ψ, familia de curbe $x'_G = F(D_a, l)$ are aspectul din figura 12.

Reprezentînd în aceeaşi diagramă, familia de curbe $x_G = f(B, D_a, l)$ unde $D_a = \alpha_0 B L_0$, se pot trage o serie de concluzii interesante privind influenţa unghiului de pulverizare θ, asupra desfăşurării procesului de ardere. Dacă la unghiul θ corespunde curba C_1 pentru debitul nominal de combustibil B_n iar curba Γ_1 corespunde debitului $D_{an} = \alpha_0 . B_n . L_0$ se poate spune că arderea se va desfăşura în condiţii mult mai bune, decît dacă la debitul D_{an} ar corespunde curba Γ_2.

O dată cu scăderea sarcinii arzătorului, este necesar ca la curbele $C_2 \ldots C_i$ care corespund debitelor $D_{a_2} = \alpha_0 B_2 L_0 \ldots D_{ai} = \alpha_0 B_i L_0$, să corespundă curbe cu o alură apropiată de $\Gamma_2 \ldots \Gamma_i$.

Dacă o dată cu creşterea unghiului de pulverizare θ, corespunde şi o repartiţie favorabilă a masei de combustibil faţă de masa de aer insuflat, se poate considera că prin aceasta flacăra mărindu-si diametrul se scurtează în lungime.

Folosind metodica indicată, se pot compara mult mai uşor între ele, arzătoarele cu pulverizare mixtă, în vederea găsirii formei lor optime.

Experienţele efectuate la cald pe numeroase variante constructive, au arătat că fenomenele suplimentare care apar prin ardere ca: dilataţia şi recirculaţia gazelor din focar, desfăşurarea în timp şi spaţiu a proceselor de ardere, finetea de pulverizare etc. nu infirmă valabilitatea metodicii prezentate. Din contră, rezultatele care se obţin sînt apropiate de realitate pentru arzătoarele menţionate.

Se vor efectua astfel în special studii la „rece" evitîndu-se efectuarea a numeroase cercetări la „cald", care de cele mai multe ori sînt costisitoare.

Procedeele prin care se poate realiza o apropiere satisfăcătoare între curbele Γ și C, constau atît în modificarea unghiului de pulverizare prin schimbarea geometriei injectorului și a carcasei cît și în modificarea curbelor Γ prin varierea în special a conusului terminal al carcasei.

Se subînțelege că la presiunile de injecție cele mai ridicate, care asigură cea mai ridicată finețe de pulverizare, pretențiile asupra apropierii curbelor Γ și C, sînt mai reduse decît la presiuni de injecție scăzute.

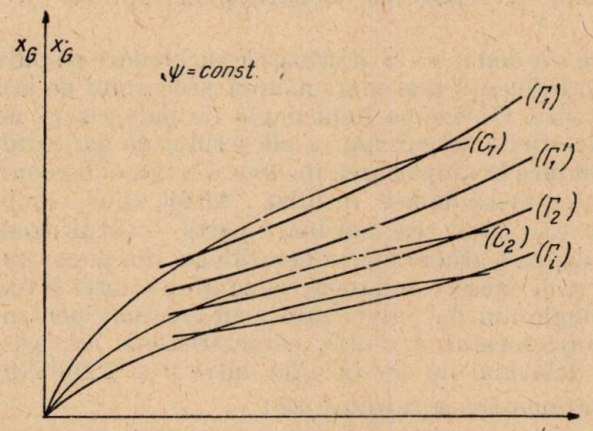


Fig. 12. — Reprezentarea familiilor de curbe $x'_G = F(D_a, l)$ și $x_G = f(B, D_a, l)$ unde $D_a = \alpha_0 BL_0$ și $\psi = \text{const.}$

După cum s-a remarcat din relația (1), viscozitatea ν este principala caracteristică fizică a combustibilului, care influențează asupra unghiului de pulverizare θ. Modificîndu-se viscozitatea, pe lîngă faptul că se modifică finețea de pulverizare, schimbîndu-se unghiul de pulverizare, se schimbă și poziția masei de combustibil pulverizat, față de masa de aer insuflat. Astfel, dacă arzătorul turbionar funcționa optim la viscozitatea $\nu_1 < \nu_2$, la viscozitatea ν_2 scăzînd unghiul de pulverizare, masa de combustibil pulverizat se depărtează de masa de aer insuflat. Apare deci un factor în plus care înrăutățește arderea în afară de reducerea finеții de pulverizare.

Din prezentarea făcută, se poate conchide că valoarea unghiului θ, are o influență mai mare asupra procesului de ardere, ca la alte tipuri de arzătoare, la care acesta determină în special geometria flăcării.

Obținerea unui unghi de pulverizare necorespunzător față de caracteristicile aerodinamice ale jetului de aer refulat din carcasa arzătorului, poate conduce la realizarea unei arderi foarte nerațională din punct de vedere tehnic; astfel flacăra va fi excesiv de lungă, va conține scîntei și fum.

5. CONCLUZII

În literatura de specialitate există numeroase studii, care precizează influenţa geometriei injectorului cu cameră de turbionare şi a caracteristicilor lichidului pulverizat, asupra unghiului de pulverizare θ. Influenţa aerului insuflat şi a geometriei carcasei arzătorului, asupra unghiului θ sînt însă probleme nestudiate, fapt care împiedică înţelegerea desfăşurării fenomenelor şi realizarea construcţiilor optime de acest tip de arzătoare.

În lucrare s-a dedus că la arzătoarele turbionare cu pulverizare mixtă, unghiul θ are o influenţă mai mare asupra procesului de ardere, ca la alte tipuri de arzătoare. Obţinerea unui unghi de pulverizare necorespunzător faţă de caracteristicile aerodinamice ale jetului de aer refulat din carcasa arzătorului, conduce la amplasarea incorectă a masei de combustibil pulverizat, în raport cu masa de aer insuflat . Altfel, spus, combustibilul negăsind în zona în care arde cea mai mare parte — aerul necesar combustiei optime, se va realiza o ardere foarte neraţională din punct de vedere tehnic. Astfel, flacăra va fi excesiv de lungă, va conţine scîntei şi fum. Experimentările asupra unghiului de pulverizare s-au efectuat pentru caracteristica geometrică a injectorului $A = 2{,}2$, caracteristicile carcasei $\psi = 2$, 2,6 şi 3,5 şi variaţia debitului de aer insuflat între 0 şi 1 200 Nm^3/h.

Din experimentări a rezultat că:

— pentru aceeaşi valoare a caracteristicii ψ, unghiul θ este cu atît mai mare, cu cît debitul de aer insuflat D_a este mai mare;

— la aceeaşi valoare a debitului de aer insuflat D_a unghiul θ se măreşte pe măsură ce creşte factorul ψ;

— influenţa aerului insuflat se micşorează o dată cu creşterea presiunii de injecţie p_i;

— o dată cu creşterea caracteristicii ψ, influenţa acestei mărimi asupra unghiului θ, se micşorează.

În lucrare se demonstrează că aceste constatări sînt valabile nu numai pentru arzătorul cu carcasă melcată ci pentru oricare tip de arzător turbionar, indiferent de modul în care se realizează turbionarea (cu palete, intrare tangenţială, carcasă spirală dezaxată etc.).

În ultima parte a lucrării se propune o metodă de aprecierea performanţelor arzătoarelor cu pulverizare mixtă, prin folosirea căreia se pot realiza arzătoare de acest tip cu performanţe optime.

Metoda constă în determinarea curbei de variaţie a mărimilor x_G şi x'_G pentru zona în care se desfăşoară cea mai mare parte a procesului de ardere. În cazul cînd pentru sarcinile caracteristice ale arzătorului curbele de variaţie ale mărimilor x'_G şi x_G nu sînt suficient de apropiate, este necesară modificarea în special a unghiului de pulverizare, sau a diametrului conusului terminal al carcasei arzătorului. Experimentările menţionate se efectuează la „rece", deci sînt mai puţin costisitoare şi mai uşor de efectuat decît experimentările asupra procesului de ardere.

INFLUENCE DE L'AIR INJECTÉ ET DE LA GÉOMÉTRIE DE LA CARCASSE SUR L'ANGLE DE PULVÉRISATION DES BRÛLEURS TOURBILLONNANTS À PULVÉRISATION MIXTE

RÉSUMÉ

Dans les brûleurs tourbillonnants à pulvérisation mixte, l'influence de l'angle de pulvérisation θ sur le processus de combustion est plus grande que dans les autres types de brûleurs. Les expériences ont démontré que :

— pour une valeur donnée de la caractéristique φ de la carcasse, l'angle θ est d'autant plus grand que le débit D_a de l'air injecté est plus grand ;

— pour une valeur donnée du débit D_a, l'angle θ croît en même temps que le facteur ψ ;

— l'influence de l'air injecté diminue lorsque la pression d'injection p_i augmente ;

— lorsque la caractéristique ψ augmente, l'influence de cette grandeur sur l'angle θ diminue.

Dans la dernière partie du travail, les auteurs proposent une méthode permettant d'apprécier les performances des brûleurs à pulvérisation mixte, à l'aide de laquelle on peut réaliser des brûleurs de ce genre à performances optima.

La méthode consiste à déterminer les courbes de variation des grandeurs x_G et x'_G dans la zone où a lieu la plus grande partie du processus de combustion. Au cas où, pour les charges caractéristiques du brûleur, les courbes de variation des grandeurs x_G et x'_G ne sont pas suffisamment voisines, il faudra modifier, convenablement, soit, principalement, l'angle de pulvérisation, soit le diamètre du cône terminal de la carcasse du brûleur. Les expériences mentionnées s'effectuent «à froid» et sont donc moins coûteuses et plus faciles à exécuter que les expériences durant le processus de combustion.

BIBLIOGRAFIE

1. Z. H. GEBHARDT, *Die Tropfengrössen bei Drallzerstäuburg.* Maschinenbautechnik, *1*, 37—39 (1959) ; *2* 83—91 (1959).
2. Р. Б. АХМЕДОВ, *Интенсивности крутки воздушного потока в вихревых горелках.* Теплоэнергетика, *6*, 9—12 (1962).
3. . ' . *Теория и практика сжигания газа.* Госэнергоиздат, 1958, 18—77.

STUDIUL UTILIZĂRII TURBINEI DE TRECERE PENTRU COMPRIMAREA GAZELOR NATURALE PE CONDUCTELE MAGISTRALE

DE

VICTOR PIMSNER și IULIU CSERVENY

621.438.9:621.

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Ritmul rapid de dezvoltare a industriei în țara noastră impune extracției și transportului gazelor naturale rezolvarea a numeroase probleme pentru a asigura creșterea necesară a consumului de gaze naturale. Mărirea debitului de gaze transportat de o conductă, care a atins regimul său nominal de funcționare, poate fi realizat, în afara măririi diametrului conductei sau a dublării ei, prin montarea unor stații de comprimare pe traseul conductei [1]. În același timp, traseul unei conducte magistrale este astfel ales încît, în afara consumatorului de la capătul conductei, să poată fi alimentate și unele centre importante aflate pe parcurs. Evident, că presiunea din conductă este superioară presiunii de utilizare în centrele intermediare, diferență de presiune care poate fi utilizată pentru obținerea de lucru mecanic (spre exemplu prin intermediul unei turbine de trecere), necesar antrenării compresoarelor stațiilor de comprimare.

Pentru a analiza posibilitatea efectivă de utilizare a turbinei de trecere la comprimarea gazelor naturale, în colaborare cu Direcția generală a gazului metan din Ministerul Industriei Petrolului și Chimiei, în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. s-a studiat regimul de funcționare a unei conducte magistrale stabilindu-se modul cum trebuie abordată problema, metodologia de calcul și principalele aspecte ce trebuie

rezolvate, scopul prezentei lucrări fiind să scoată în relief cîteva din rezultatele obţinute.

Conform datelor de bază variaţia consumului de gaze naturale în timp, necesar unui centru industrial important urmează a fi asigurat de conducta magistrală *1* (fig. 1) şi de conducta locală *2*. Conducta magistrală *1* livrează pe traseu, unui complex de întreprinderi industriale printr-o derivaţie, debitele de gaze ce vor varia în timp conform diagramei din

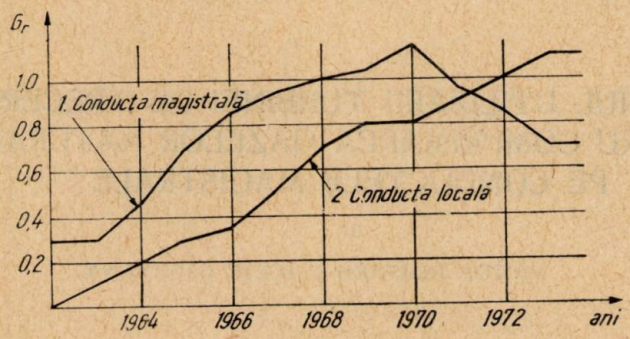


Fig. 1. — Variaţia în timp a debitului conductei magistrale.

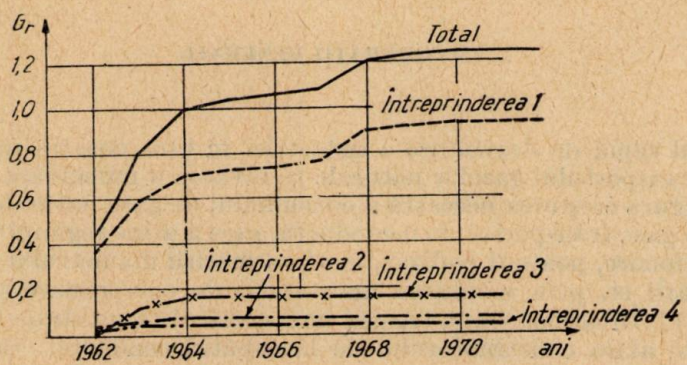


Fig. 2. — Consumul de gaz metan în apropierea locului de amplasare a staţiei de recomprimare.

figura 2. Ţinînd seama de distanţa de amplasare a acestor întreprinderi, presiunea gazelor prelevate din conducta magistrală trebuie redusă la 6 ÷ 7 ata. În acelaşi timp, pentru a asigura debitul conductei magistrale (fig. 1, curba *1*), presiunea conductei în punctul de derivaţie trebuie să varieze de-a lungul anilor ca în figura 3 (curba *a*), în timp ce presiunea — ţinînd seama de condiţiile din amontele conductei — se menţine în jurul a 33 ata (curba *b*).

Din această cauză, gazele destinate consumatorului îndepărtat trebuie comprimate în zona prelevării cu rația corespunzătoare, puterea necesară fiind prezentată în figura 4 (curba *1*). Utilizînd căderea de presiune, disponibilă la consumatorul local, într-o turbină de trecere se obține o putere (fig. 4, curba *2*) superioară celei necesare antrenării compresorului,

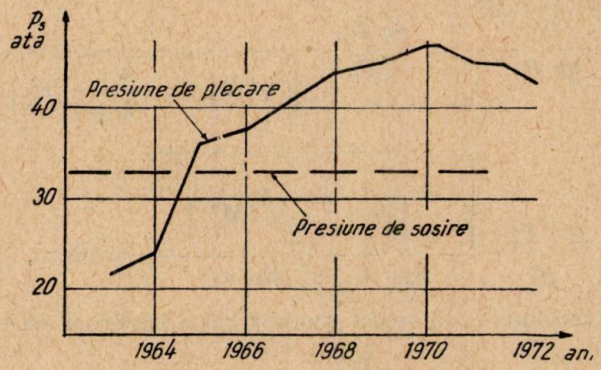


Fig. 3. — Presiunile ce vor trebui asigurate de stația de recomprimare.

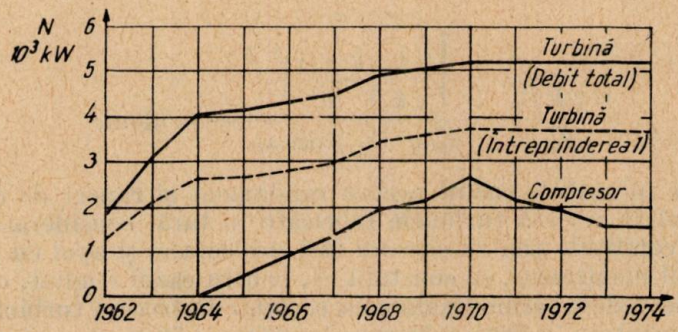


Fig. 4. — Comparație între puterea pe care o poate dezvolta turbina și cea necesară compresorului.

ceea ce arată posibilitatea principială de utilizare a turbinei de trecere în cazul studiat.

2. STABILIREA DIMENSIUNILOR PRINCIPALE ALE TURBINEI ȘI COMPRESORULUI

Premisele care au stat la baza determinării dimensiunilor principale ale agregatului au fost obținerea unui preț cît mai scăzut și realizarea sa în țară. De aceea este necesar să se utilizeze ca turbină de trecere pentru gaz metan o turbină ce funcționează cu un alt fluid de lucru (aburi, gaze de ardere etc.), dar care se fabrică în R.P.R. S-a arătat [2] că determinarea caracteristicilor și performanțelor turbinei, în noua ei utilizare, se poate

face pe baza teoriei similitudinii aplicată maşinilor cu palete, ţinînd seama de modificarea naturii fluidului de lucru. În acest caz, avînd în vedere regimul de lucru al turbinei, din ansamblul criteriilor stabilite, este necesară folosirea relaţiilor

$$\frac{n\pi D_m}{\sqrt{T_3^*}}\sqrt{\frac{1+\frac{k-1}{2}M_{c_3'}^2}{gkR}}=\frac{\pi n D_m}{\sqrt{T_3^*}}\cdot\frac{1}{\sqrt{gkR\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_3'}^2\right)}}=\text{idem}, \quad (1)$$

$$\frac{G\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}\cdot\frac{\sqrt{\frac{R}{k}\left(1+\frac{k-1}{2}M_{c_3'}^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{S_{3'a}\,M_{c_3'}\,\sigma_{pf}^*\sin\alpha_{3'}}=\text{idem}, \quad (2)$$

care, în cazul studiat, cînd scara geometrică a turbinei este unitară, devin

$$\frac{n}{\sqrt{kRT_3^*\left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda_{c_3'}^2\right)}}=\text{idem}, \quad (3)$$

$$\frac{G\sqrt{RT_3^*}}{p_3^*}\cdot\frac{\sqrt{\frac{1}{k}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{\sigma_{pf}^*\,q\,(\lambda_{c_3'})\sin\alpha_{3'}}=\text{idem}, \quad (4)$$

realizîndu-se în ambele cazuri acelaşi randament şi raport de destindere.

Trecînd în revistă turbinele fabricate în ţară, considerate că funcţionează în condiţiile pentru care au fost proiectate, şi apoi cu gaz metan la parametrii menţionaţi, se constată că, pentru cazul studiat, corespunde din punct de vedere termodinamic ca turbină de trecere turbina grupului de supraalimentare S-582, fabricat de uzina „Hidromecanica" Braşov pentru motorul de 700 CP al instalaţiilor de foraj. În acest caz $G_{CH_4} \cong 32\, G_{a.a.}$

Evident că din punct de vedere constructiv soluţia cea mai avantajoasă de realizare a compresorului de gaz metan este adoptarea compresorului grupului de supraalimentare. Pe baza unor relaţii similare se constată că, cu modificări relativ mici ce vor fi analizate în continuare, compresorul poate asigura comprimarea debitului necesar de gaz metan.

Cele constatate nu sînt însă suficiente pentru a analiza funcţionarea ansamblului la diverse regimuri de lucru sau soluţia de reglaj a agregatului, deoarece nu există caracteristicile turbocompresorului funcţionînd cu gaze de ardere iar literatura de specialitate nu menţionează nici un caz de extrapolare în limite atît de largi a similitudinii aplicată la maşinile cu palete. În plus, în cazul studiat — obţinerea aceluiaşi randament este o problemă de importanţă secundară, obiectivul principal fiind realizarea gradului de comprimare necesar. De aceea, este necesar să se analizeze critic rela-

țiile utilizate pentru a stabili corecta lor utilizare și să se elaboreze o metodă de calcul a caracteristicilor compresorului și turbinei, ținînd seama de noul domeniu de funcționare a instalației, ca și de faptul că drumul de atacare a problemei este invers celui uzual, pornindu-se de la o soluție constructivă existentă și nu de la anumiți parametri funcționali.

3. CARACTERISTICA UNIVERSALĂ A TURBINEI

Avînd datele constructive ale turbinei, metoda de lucru utilizată este calculul *la fibra medie*, considerînd valorile parametrilor de stare și ale vitezelor din secțiunea corespunzătoare ca valori medii reprezentative pentru întreaga secțiune de trecere. Din relația debitului, corespunzător unei turbine axiale, monoetajate

$$G = mS \frac{p_3^*}{\sqrt{T_3^*}} \sigma_p^* q(\lambda_{c_3'}), \tag{5}$$

rezultă că, pentru diverse valori ale lui φ (respectiv ψ), ce se vor întîlni la calculul turbinei, este necesar să se determine valoarea corespunzătoare

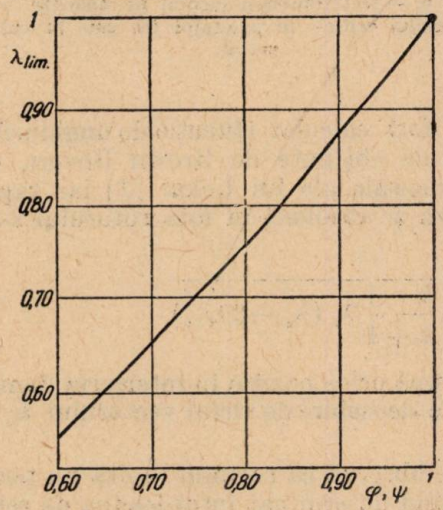


Fig. 5. — Dependența vitezei limită λ_{lim} de coeficienții de pierdere φ respectiv ψ.

debitului maxim, respectiv a lui $\lambda_{c_{3'}\,lim}$ (fig. 5). Valoarea maximă a debitului poate fi atinsă în rețeaua fixă de palete ($\lambda_{c_3'} \geqslant \lambda_{c_{3'}\,lim}$) sau în cea mobilă ($\lambda_{w_4} \geqslant \lambda_{w_4\,lim}$). Determinarea regimurilor la care intervine una din cele două valori limită se poate face grafic (fig. 6), reprezentîndu-se locul geometric al vîrfului vectorului $\lambda_{c_3'}$ (curba *1*) și locul vîrfului vectorului $\nu\lambda_{w_{3'}\,max}$. Pentru valorile $\lambda_{c_3'} > \lambda_{c_{3'}\,lim}$ unghiurile $\alpha_{3'}$ ale curentului deviat au fost determinate cu relația

$$\sin \alpha_{3'} = \sin \alpha_{3'f} \frac{[\sigma_p^* q(\lambda_{c_3'})]_{lim}}{\sigma_p^* q(\lambda_{c_3'})}. \tag{6}$$

Curba a doua, corespunzătoare atingerii sau depăşirii unghiului limită la ieşirea din reţeaua mobilă de palete, a fost determinată din relaţia

$$q(\lambda_{w_{3'}\max}) = \sigma^*_{pm}\, q(\lambda_{w_4}) \frac{S_{4a}}{S_{3'a}} \frac{\sin\beta_4}{\sin\beta_{3'}}, \tag{7}$$

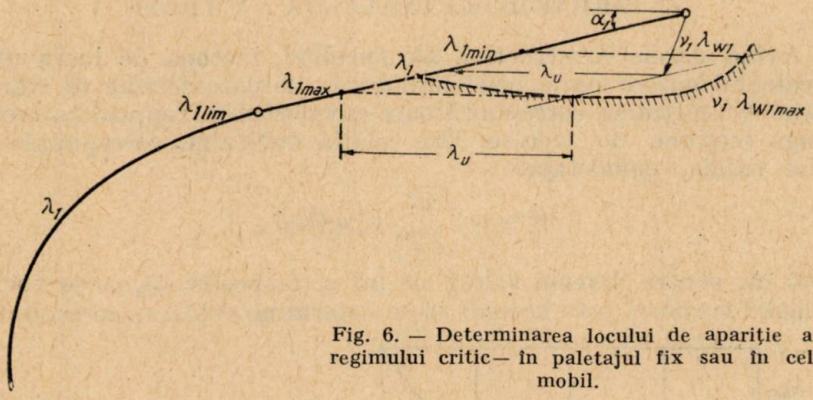


Fig. 6. — Determinarea locului de apariţie a regimului critic — în paletajul fix sau în cel mobil.

în care coeficientul $\psi_{nom} = 0{,}91$ a fost calculat (funcţie de unghiurile $\beta_{3'}$ şi β_4) pe baza datelor experimentale obţinute de Brown Boveri, ψ s-a determinat din rezultatele experimentale ale lui Lokai [3] iar raportul vitezelor critice în mişcarea relativă şi absolută în faţa rotorului s-a determinat din relaţia

$$\nu = \frac{a_{w_{cr}}}{a_{3'_{cr}}} = \sqrt{1 + \frac{k-1}{k+1}\lambda_u(\lambda_u - 2\lambda_{c_{3'u}})}. \tag{8}$$

Vîrful vectorului $\lambda_{w_{3'}}$ poate ocupa orice poziţie în interiorul domeniului delimitat de curba $\lambda_{c_{3'}\max}$, spre deosebire de vîrful vectorului $\lambda_{c_{3'}}$ care descrie o curbă.

Pentru turbina considerată se observă că regimul limită nu poate fi atins sau depăşit, debitul maxim fiind determinat întotdeauna de reţeaua mobilă de palete.

Un punct al caracteristicii universale a turbinei este definit de valorile a două variabile independente, spre exemplu

$$\lambda_u = \frac{u}{a_{cr_{3'}}},$$

$$\lambda_{c_{3'}} = \frac{c_{3'}}{a_{cr_{3'}}},$$

care sînt independenţi atîta timp cît vîrful vectorului nu este pe curba limită din figura 6. În acest caz, pentru o anumită valoare a coeficientului

λ_u, valoarea corespunzătoare a coeficientului $\lambda_{c_{3'}}$ rezultă din sistemul de ecuații

$$\operatorname{tg} \beta_{3'} = \frac{\sin \alpha_{3'}}{\cos \alpha_{3'} - \dfrac{\lambda_u}{\lambda_{c_{3'}}}}, \tag{9}$$

$$y\,(\lambda_{c_{3'}}) = \pi \left(\frac{\lambda_{w_4 \,\mathrm{lim}}}{\psi} \right) y\,(\lambda_{w_4 \,\mathrm{lim}}) \frac{1}{\nu_1 \pi (\lambda_{w_{3'}})} \cdot \frac{S_{4a} \sin \beta_4}{S_{3'a} \sin \beta_{3'}}, \tag{10}$$

care se rezolvă prin aproximații succesive. În cazul regimurilor limită se introduce ca nouă variabilă independentă

$$\lambda_{w_4} = \frac{w_4}{a_{\mathrm{cr}_w}} \geqslant \lambda_{w_4 \,\mathrm{lim}}.$$

Din figura 6 rezultă că pentru o valoare λ_u dată, nu se poate alege $\lambda_{c_{3'}}$ arbitrar, ci numai în interiorul unui anumit interval bine definit. În același timp se constată că și coeficientul λ_u nu poate depăși o valoare maximă; cum el este legat de viteza de rotație prin relația

$$\lambda_u = \frac{\pi\, dn}{60 \sqrt{gR \dfrac{2k}{k+1} T_3^*}}, \tag{11}$$

rezultă că există o viteză maximă pe care turbina nu o poate depăși în regim staționar. Astfel, pentru gaz metan la $T_3^* = 280°\mathrm{K}$, $n_{\max} = 20{,}565$ rot/min, ceea ce poate fi în unele situații insuficient pentru a realiza gradul de comprimare impus compresorului.

În acest caz viteza de rotație maximă poate fi mărită prin mărirea temperaturii gazului metan din amontele turbinei, prin micșorarea unghiului $\alpha_{3'}$ sau mărirea unghiului β_4.

Metoda de calcul, bazată pe faptul că unghiul $\alpha_{3'} = 14°$ este constant la toate regimurile ($\lambda_{c_{3'}} < \lambda_{c_{3'}\,\mathrm{lim}}$), constă în determinarea direcției vitezei relative (unghiului $\beta_{3'}$) care nu coincide cu unghiul $\beta_{3'f}$ de fixare a paletei mobile în rețea. Apoi se calculează coeficientul ψ și

$$\lambda_{w_{3'}} = \lambda''_{c_{3'}} \frac{\sin \alpha_{3'}}{\sin \beta_{3'}} \cdot \frac{1}{\nu}. \tag{12}$$

Viteza relativă la ieșirea din rețeaua mobilă de palete se obține din ecuația continuității

$$y\,(\lambda_{w_4}) \pi \left(\frac{\lambda_{w_4}}{\psi} \right) = \frac{S_{3'a} \sin \alpha_{3'}}{S_{4a} \sin \beta_4} \nu\, y\,(\lambda_{c_{3'}})\, \pi\,(\lambda_{w_{3'}}), \tag{13}$$

care se rezolvă în raport cu λ_{w_4} prin aproximaţii succesive. Pentru domeniul $\lambda_{w_4} > \lambda_{w_4\,\mathrm{lim}}$ direcţia coeficientului λ_{w_4} se determină din relaţia

$$\sin\beta_4 = \sin\beta_{4f}\,\frac{\pi\left(\dfrac{\lambda_{w_4}}{\psi}\right)_{\mathrm{lim}}\,(y_{w_4\,\mathrm{lim}})}{\pi\left(\dfrac{\lambda_{w_4}}{\psi}\right)\,y\,(\lambda_{w_4})}. \tag{14}$$

Cunoscînd elementele triunghiului de viteză se poate determina lucrul mecanic relativ, într-o formă adimensională

$$\frac{g\,L_u}{a^2_{\mathrm{cr}_{3'}}} = \lambda_u\,[\lambda_{c_{3'}}\cos\alpha_{3'} - \lambda_u + \lambda_{w_4}\cos\beta_4\nu_1], \tag{15}$$

din care se deduce imediat raportul temperaturilor frînate

$$\frac{T_4^*}{T_3^*} = 1 - 2\,\frac{k-1}{k+1}\,\frac{g\,L_u}{a^2_{\mathrm{cr}_{3'}}}, \tag{16}$$

ca şi raportul vitezelor critice ale sunetului

$$\nu = \frac{a_{\mathrm{cr}_4}}{a_{\mathrm{cr}_3}} = \sqrt{\frac{T_4^*}{T_3^*}},$$

$$\nu_2 = \frac{a_{\mathrm{cr}_w}}{a_{\mathrm{cr}_4}} = \frac{\nu_1}{\nu} = \sqrt{\frac{T_w^*}{T_3^*}}. \tag{17}$$

Raportul ν (sau ν_2) pentru calculul vitezei absolute la ieşirea din paletele mobile

$$\lambda_{c_4} = \frac{1}{\nu}\sqrt{\lambda_u^2 + \nu_1^2\,\lambda_{w_4}^2 - 2\,\nu_1\,\lambda_u\,\lambda_{w_4}\cos\beta_4}. \tag{18}$$

Vitezele definind rapoartele de destindere într-o evoluţie adiabatică, se obţine

$$\frac{p_3^*}{p_4} = \frac{\pi\,(\lambda_{c_{3'}})}{\pi\left(\dfrac{\lambda_{c_{3'}}}{\varphi}\right)\,\pi\left(\dfrac{\lambda_{w_4}}{\psi}\right)}, \tag{19}$$

$$\frac{p_3^*}{p_4^*} = \frac{p_3^*}{p_4}\,\pi\,(\lambda_{c_4}). \tag{20}$$

De asemenea, pot fi calculaţi coeficienţii de micşorare a presiunii totale în paletele fixe

$$\sigma^*_{pf} = \frac{\pi\left(\dfrac{\lambda_{c_{3'}}}{\varphi}\right)}{\pi\,(\lambda_{c_{3'}})} \tag{21}$$

şi în paletele mobile

$$\sigma^*_{p.m} = \frac{\pi\left(\frac{\lambda_{w_4}}{\psi}\right)}{\pi(\lambda_{w_4})}, \tag{22}$$

precum şi randamentul intern

$$\eta^*_u = \frac{1 - \frac{T^*_4}{T^*_3}}{1 - \frac{T^*_4}{T^*_3}(\sigma^*_{pf}\,\sigma^*_{pm})^{\frac{k-1}{k}}}. \tag{23}$$

Debitul care traversează turbina se obţine din relaţia

$$\frac{G\sqrt{T^*}}{\varepsilon p^*_3} = S_{3'a}\sin\alpha_{3'}\,\pi\left(\frac{\lambda_{c_3'}}{\varphi}\right) y\,(\lambda_{c_3'})\sqrt{\frac{2g}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \tag{24}$$

unde ε este gradul de admisie al turbinei.

Puterea internă a turbinei

$$P_u = \frac{GL_u}{102.5}\ [\mathrm{kW}]$$

poate fi pusă sub forma

$$\frac{P_u}{\varepsilon p^*_3\sqrt{T^*_3}} = \frac{2k}{k+1}\cdot\frac{R}{102{,}5}\cdot\frac{G\sqrt{T^*_3}}{\varepsilon p^*_3}\cdot\frac{gL_u}{a^2_{\mathrm{cr}_3}}. \tag{25}$$

Pierderile prin frecări şi ventilaţie suferite de o treaptă cu admisie parţială se calculează cu formula lui Stodola

$$P_{fv} = \lambda\,[1{,}07\,d^2_m + 0{,}61\,(1-\varepsilon)\,d_m\,l^{1,5}_p]\,\frac{u^3}{10^6}\gamma, \tag{26}$$

în care $\lambda = 1$ pentru gaz metan. Cunoscînd din calculele anterioare temperaturile din amontele şi avalul turbinei, se ajunge la relaţia

$$\frac{P_{fv}}{p^*_3\sqrt{T^*_3}} = \lambda\left(\frac{\pi d_m}{0{,}6}\right)^3\cdot\frac{10^{-8}}{R}\,[1{,}07\,d^2_m + 0{,}61\,(1-\varepsilon)\,d_m\,l^{1,5}_p]\times$$
$$\times\frac{\pi\left(\frac{\lambda_{c_3'}}{\varphi}\right)\left[1+\frac{\pi\left(\frac{\lambda_{w_4}}{\psi}\right)}{\pi(\lambda_{w_3'})}\right]}{\tau(\lambda_{c_3'}) + \nu_1\tau(\lambda_{w_4})}\cdot\left(\frac{n}{\sqrt{T^*_3}}\right)^3. \tag{27}$$

Separînd puterea de frecare de cea de ventilație, se obține pentru turbina M-582 formulele de calcul

$$\frac{P_f}{p_3^* \sqrt{T_3^*}} = 0{,}0282 \cdot 10^{-9} \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}}\right)^3 \cdot \frac{\pi\left(\frac{\lambda_{c_3'}}{\varphi}\right) + \frac{p_4}{p_3}}{\tau(\lambda_{c_3'}) + \nu_1 \tau(\lambda_{w_4})},$$

$$\frac{P_v}{(1-\varepsilon) p_3^* \sqrt{T_3^*}} = 0{,}821 \cdot 10^{-9} \left(\frac{n}{\sqrt{T_3^*}}\right)^3 \cdot \frac{\pi\left(\frac{\lambda_{c_3'}}{\varphi}\right) + \frac{p_4}{p_3^*}}{\tau(\lambda_{c_3'}) + \nu_1 \tau(\lambda_{w_4})}. \quad (28)$$

Puterea turbinei dată de relația

$$P = P_u - P_f - P_v \quad (29)$$

poate fi exprimată astfel încît să se scoată în evidență influența gradului de admisie

$$\frac{P}{p_3^* \sqrt{T_3^*}} = \varepsilon \left(\frac{P_u}{\varepsilon p_3^* \sqrt{T_3^*}} + \frac{P_v}{(1-\varepsilon) p_3^* \sqrt{T_3^*}}\right) - \left(\frac{P_f}{p_3^* \sqrt{T_3^*}} + \frac{P_v}{(1-\varepsilon) p_3^* \sqrt{T_3^*}}\right). \quad (30)$$

Rezultatele calculului se prezintă sub forma caracteristicii universale a turbinei, exprimată în coordonatele $\frac{p_3^*}{p_4^*}$; $\frac{G\sqrt{T_3^*}}{\varepsilon p_3^*}$ [(fig. 7) și $\frac{P_u}{\varepsilon p_3^* \sqrt{T_3^*}}$; $\frac{n}{\sqrt{T_3^*}}$ (fig. 8).

În mod analog se calculează caracteristica universală a compresorului care, suprapusă peste necesitățile conductei, va determina viteza de rotație pe care trebuie să o aibă ansamblul compresor-turbină (fig. 9). Pentru a analiza comportarea turbinei în condițiile impuse de regimul studiat este necesară calcularea caracteristicilor pentru valorile concrete date, considerînd că reglajul turbinei se efectuează în amonte sau în aval. În primul caz (fig. 10) se constată că puterea dezvoltată de turbină, funcționînd cu admisie totală, depășește pe cea necesară compresorului în domeniul de viteze de rotație considerat; de asemenea, valorile debitului necesar turbinei sînt mai mari decît cele disponibile, din care cauză turbina ar trebui să funcționeze cu admisie parțială. În cazul variantei a doua (fig. 11), puterea turbinei, în ipoteza admisiei totale, poate avea valorile necesare compresorului, debitele ce trec prin turbină fiind mai mici decît cele planificate; deci este necesară și o conductă de ocolire a turbinei.

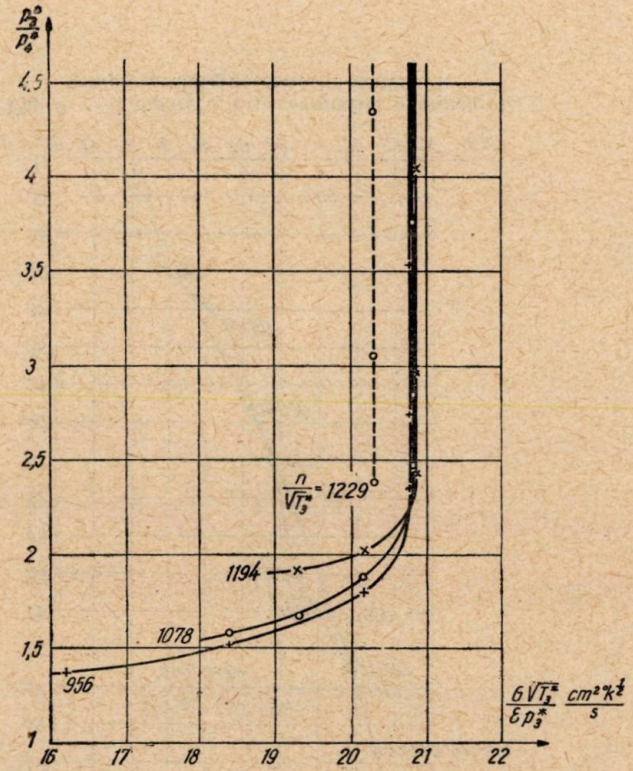


Fig. 7 — Caracteristica universală a turbinei în coordonatele $\frac{p_5^*}{p_4^*}$; $\frac{G_4\sqrt{T_3^*}}{\varepsilon p_3^*}$.

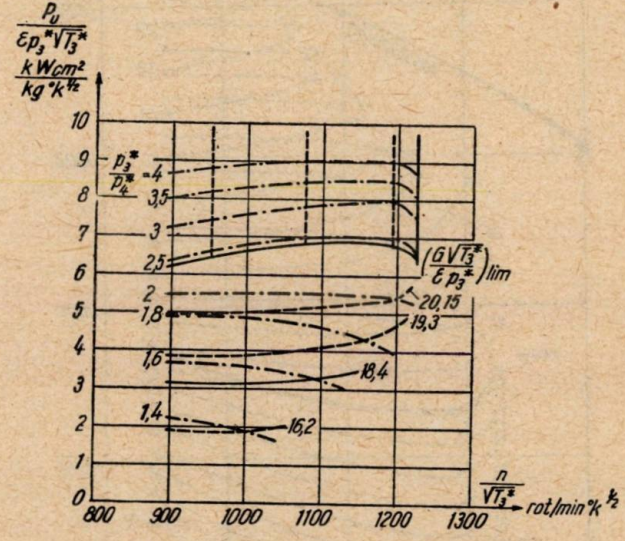


Fig. 8. — Caracteristica universală a turbinei în coordonatele $\frac{P_u}{\varepsilon p_3^* \sqrt{T_3^*}}$; $\frac{n}{\sqrt{T}}$.

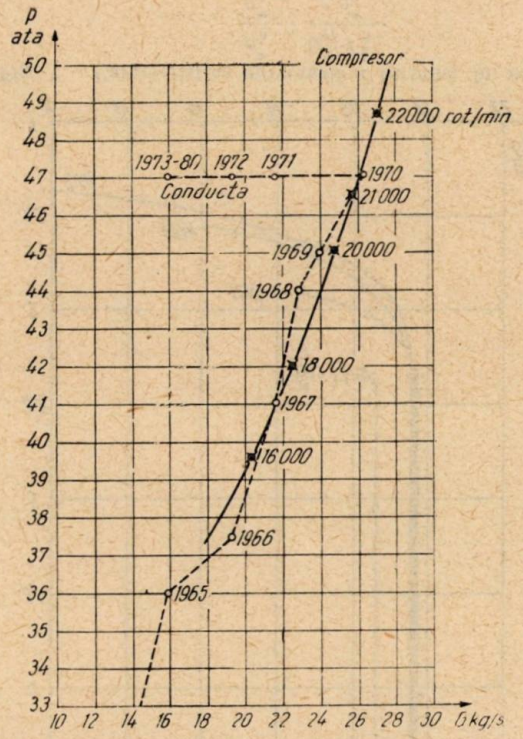


Fig. 9. — Comparație între regimurile nominale ale compresorului și necesitățile conductei.

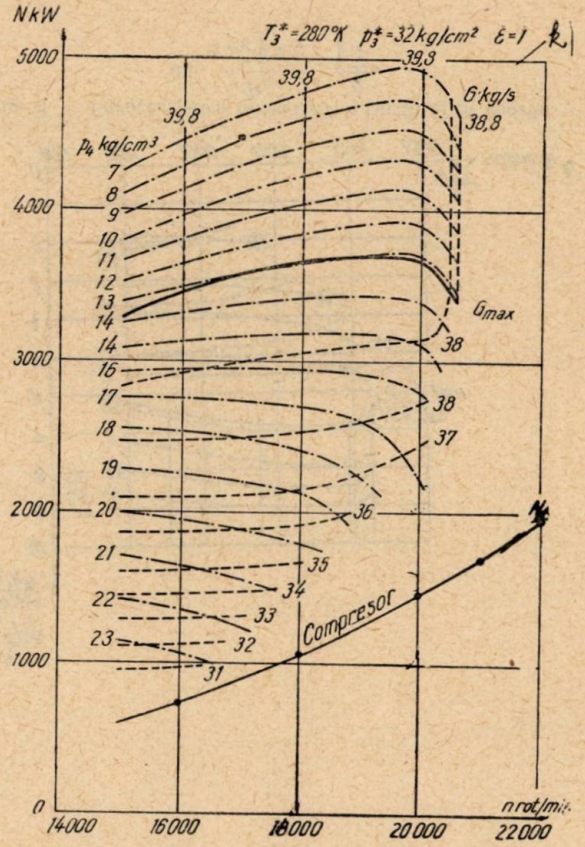


Fig. 10. — Caracteristica turbinei în coordonatele N, n în ipoteza funcționării cu contrapresiune variabilă.

Din cele prezentate rezultă că, în comparație cu turbocompresorul M-582 utilizat la supraalimentarea motoarelor Diesel, turbocompresorul destinat comprimării gazului metan pe traseul conductei magistrale va funcționa la viteze de rotație sensibil identice, la temperaturi ale fluidului

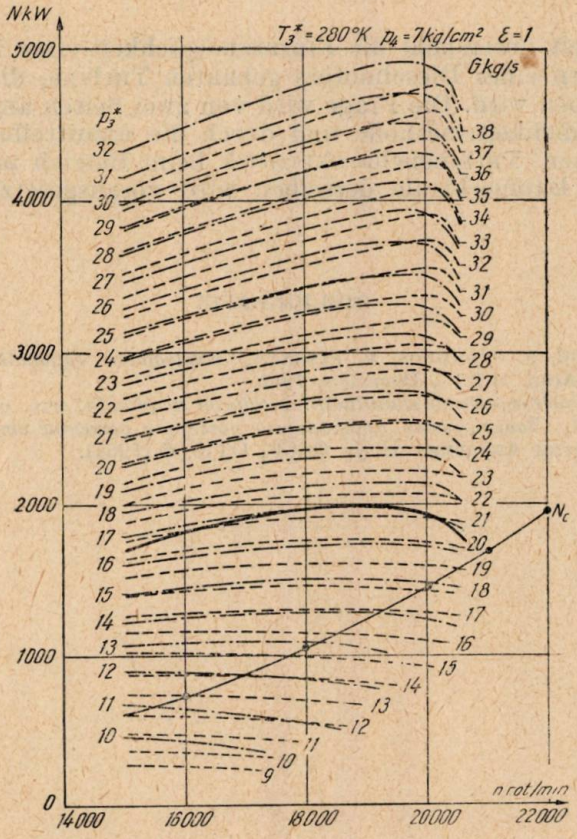


Fig. 11. — Caracteristica turbinei în coordonatele N, n în ipoteza funcționării cu o presiune variabilă în amonte.

în turbină mult scăzute, puterea transmisă de turbină compresorului fiind de 20÷30 ori mai mare, din această cauză eforturile ce se vor naște în diversele organe ale grupului vor fi mult diferite de cele care au stat la baza proiectării inițiale, ceea ce va impune verificarea atentă a tuturor organelor la proiectarea prototipului.

Introducerea în exploatare a turbocompresorului pentru comprimarea gazelor, în afara rezolvării unei probleme importante pentru economia națională va permite, din punct de vedere științific, verificarea unor ipoteze și metode de calcul care stau la baza proiectării mașinilor rotative.

EINSATZSTUDIUM DER ENTSPANNUNGSTURBINE FÜR DIE VERDICHTUNG DER ERDGASE IN GASFERNLEITUNGEN

ZUSAMMENFASSUNG

Die Arbeit untersucht die Einsatzmöglichkeit einer für den Betrieb mit Brenngasen eines Dieselmotors gebauten Turbine, die nunmehr mit Erdgas betrieben wird. Die Frage wird von zwei Seiten angegriffen — mit Hilfe der Ahnlichkeitsmethode und durch die unmittelbare Berechnung der Allgemeinen Turbinencharakteristik beim Betrieb mit Erdgas. Die Kenntnis der Baumerkmale derselben wird vorausgesetzt.

BIBLIOGRAFIE

1. C. A. VASILESCU, P. SVORONOS, V. PIMSNER, *Exploatarea rațională a gazelor naturale*, Ed. Acad. R.P.R., București, 1962.
2. V. PIMSNER, *Unele aspecte ale similitudinii turbinelor cu gaze*, St. cerc. energ. **XII**, *2* (1962).
3. В. И. ЛОКАЙ, *Зависимость профильных потерь в решетке от угла атаки*. Известия Академии Наук СССР, ОТН, *6* (1954).

O NOUĂ METODĂ DE CALCUL AL PROCESULUI DE UMPLERE LA COMPRESOARELE CU PISTON

DE

VALENTIN COSOROABĂ

621.512

1. GENERALITĂȚI

Calculul procesului de umplere al compresorului cu supape automate este dificil, pe de o parte din cauza numărului mare de factori, care îl influențează, iar pe de altă parte, din cauza interdependenței acestora.

În timpul cursei de aspirație prin deplasarea pistonului, se creează în cilindru o depresiune care provoacă deschiderea supapei de aspirație și intrarea gazului în cilindru. Deschiderea supapei, și mișcarea organului de etanșare sînt determinate de depresiunea din cilindru și de evoluția acesteia în cursul procesului de umplere ca urmare a deplasării pistonului și pătrunderii gazului în cilindru. Debitul de gaz care pătrunde în cilindru în fiecare moment este determinat de valoarea depresiunii existente în acesta și de mărimea secțiunii de trecere oferită de organul de etanșare.

Încercările obișnuite de determinare a relațiilor dintre parametrii acestui proces conduc la obținerea unor ecuații diferențiale complicate, care nu se pot rezolva sau se pot rezolva cu prețul unor ipoteze simplificatoare care, pe de o parte dau naștere la incertitudini, iar pe de altă parte nu permit extinderea metodei de calcul pentru regimuri de lucru diferite sau pentru care nu există construcții cunoscute.

Din aceste cauze, autorul a renunțat să elaboreze un calcul bazat pe soluții ale ecuațiilor diferențiale și mai ales datorită faptului că asemenea soluții nu se arată a fi suficient de practice pentru utilizarea lor în proiectare. S-a mai avut în vedere faptul că apariția mașinilor electronice de

calcul întăreşte acest punct de vedere, în sensul că el permite efectuarea unui număr imens de operaţii aritmetice după un anumit program într-un timp scurt, ceea ce poate înlocui în limitele de precizie necesare, rezolvarea dificilă a ecuaţiilor diferenţiale.

Calculul procesului de umplere descris în cele ce urmează, utilizează metoda diferenţelor finite. Pentru aceasta procesul este împărţit într-un număr oarecare de intervale, în interiorul cărora anumite mărimi variabile, se consideră constante numai pe lungimea intervalului. Calculul se efectuează pentru fiecare interval în parte, succesiv şi în felul acesta se operează cu o parte din mărimi constante. La sfîrşitul fiecărui interval, mărimile presupuse iniţial constante sînt afectate de variaţiile rezultate din calcul şi constituie datele necesare efectuării calculelor pentru intervalul următor. Mărimea intervalelor se alege după precizia dorită a rezultatelor.

În schema de calcul ce urmează se alege o mărime variabilă independentă, care poate fi timpul sau poziţia pistonului, şi în funcţie de aceasta se calculează valoarea presiunii din cilindru şi cantitatea de gaz care pătrunde. Se determină, apoi, în limitele de precizie necesare, evoluţia presiunii în cilindru în timpul cursei de aspiraţie şi cantitatea de gaz aspirat. Relaţiile de calcul necesare pentru acestea permit simultan obţinerea valorilor altor mărimi, care interesează în mare măsură stadiul şi funcţionarea unui compresor, cum sînt cursa şi viteza organului de etanşare în fiecare moment, inclusiv viteza cu care acesta loveşte limitatorul sau scaunul supapei. Această din urmă mărime este un element important în aprecierea durabilităţii organelor de etanşare.

2. ECUAŢIA DIFERENŢIALĂ A PRESIUNII GAZULUI ÎN CILINDRU

Variaţia energiei interne $\mathrm{d}U$ a gazului din cilindru se datoreşte schimbului de căldură cu mediul exterior $\mathrm{d}Q$, schimbului de lucru mecanic cu mediul exterior, prin variaţia volumului $AP\,\mathrm{d}V$ şi intrării unei cantităţi de gaz $\mathrm{d}G$ din afară.

Aportul de energie datorită intrării cantităţii de gaz $\mathrm{d}G$, este egal cu entalpia conţinută de aceasta $i_0\,\mathrm{d}G$.

Variaţia energiei interne a gazului din cilindru are expresia

$$\mathrm{d}U = \mathrm{d}Q - AP\,\mathrm{d}V + i_0\mathrm{d}G. \tag{1}$$

Ţinînd seama că

$$Q = c_v \frac{m-k}{m-1} \cdot T.G, \quad U = c_v TG,$$

$$PV = GRT, \qquad i_0 = c_p T_0,$$

unde

T, T_0 — este temperatura gazului în cilindru şi respectiv la intrarea în cilindru;

c_v, c_p — căldura specifică a gazului la volum constant şi respectiv la presiune constantă,

k, m — exponentul adiabatic şi exponentul politropic al gazului; se obţine după transformări ecuaţia diferenţială

$$dP = k\frac{m-1}{k-1} RT_0 \frac{dG}{V} - mP\frac{dV}{V}. \tag{2}$$

Primul termen din partea dreaptă, reprezintă variaţia presiunii gazului din cilindru, datorită intrării cantităţii de gaz dG, iar termenul al doilea reprezintă variaţia presiunii datorită mişcării pistonului. În ambii termeni, exponentul politropic m ţine seama de schimbul de căldură cu mediul exterior.

3. ECUAŢIA DIFERENŢIALĂ A CANTITĂŢII DE GAZ DIN CILINDRU

Variaţia cantităţii de gaz din cilindru este dată de ecuaţia diferenţială

$$dG = \varepsilon\alpha' A_d \sqrt{2g(P_0 - P)\gamma_0}\, d\tau, \tag{3}$$

în care

A_d este secţiunea de trecere a gazului prin deschiderea supapei;
α' — coeficientul de debit al supapei, raportat la A_d;
ε — coeficientul de expansiune al gazului la trecerea prin supapă;
γ_0 — greutatea specifică a gazului la intrarea în cilindru;
τ — timpul.

Secţiunea de trecere a gazului prin deschiderea A_d şi presiunea din cilindrul P sînt variabile în timpul procesului de umplere.

4. ECUAŢIILE DE MIŞCARE ALE ORGANULUI DE ETANŞARE

Pentru calculul secţiunii de trecere a gazului prin deschidere trebuie stabilită ecuaţia de mişcare a organului de etanşare. Ecuaţia diferenţială a mişcării organului de etanşare se obţine din relaţia de echilibru dinamic al organului de etanşare.

Asupra organului de etanşare acţionează în afara forţei de inerţie F_i, următoarele forţe: forţa datorită diferenţei presiunilor de înainte şi de după organul de etanşare F_p, forţa datorită greutăţii organului de etanşare F_g, forţa datorită arcului supapei F_{arc}, şi forţa datorită acţiunii curentului de gaz care îşi schimbă direcţia de curgere F_w (fig. 1).

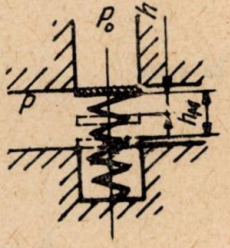


Fig. 1. — Schema forţelor care lucrează asupra organului de etanşare.

Rezultă deci

$$F_i + F_p + F_g + F_{arc} + F_w = 0. \tag{4}$$

Această relaţie se poate explicita

$$F_i = M\frac{d^2h}{d\tau^2}, \tag{5}$$

$$F_p = (P_0 - P) A'_s, \tag{6}$$

$$F_g = Mg, \tag{7}$$

$$F_{arc} = -C(h_0 + h), \tag{8}$$

$$F_w = \frac{G_w}{g} w_g, \tag{9}$$

unde

M este masa organului de etanşare;
h — cursa organului de etanşare;
h_0 — săgeata iniţială a arcului supapei;
c — coeficientul de elasticitate al arcului;
G_w — debitul gravimetric de gaz ce trece prin supapă;
w_g — viteza gazului în secţiunea de trecere a gazului prin scaunul supapei;
A'_s — secţiunea de trecere a gazului prin scaunul supapei, fără a ţine seamă de şicane;

$$G_w = \frac{dG}{d\tau} \text{ şi } w_g = \frac{1}{\gamma_0 A'_s} \cdot \frac{dG}{d\tau}. \tag{10}$$

Din relaţiile (10) şi (3) rezultă

$$F_w = \frac{2\varepsilon^2 \Phi^2 (P_0 - P)}{A'_s}, \tag{11}$$

în care s-a notat cu Φ secţiunea liberă convenţională, $\Phi = \alpha' A_d$.

Înlocuind relaţiile (5), (6), (7), (8) şi (11) în ecuaţia (4) se obţine ecuaţia diferenţială

$$M \frac{d^2h}{d\tau^2} + ch = (P_0 - P) A'_s + Mg - ch_0 + \frac{2\varepsilon^2 \Phi^2 (P_0 - P)}{A'_s}. \tag{12}$$

Soluţia ecuaţiei diferenţiale (12) este

$$h = \frac{k_2}{k_1} + C_1 \sin(\tau \sqrt{k_1}) + C_2 \cos(\tau \sqrt{k_1}), \tag{13}$$

în care

$$k_1 = \frac{c}{M},$$

$$k_2 = \frac{(P_0 - P) A'_s - ch_0 + \dfrac{2\varepsilon^2 \Phi^2 (P_0 - P)}{A'_s}}{M} + g. \tag{14}$$

Ecuaţia vitezei organului de etanşare rezultă prin derivarea ecuaţiei (13)

$$\frac{dh}{d\tau} = C_1 \sqrt{k_1} \cos(\tau \sqrt{k_1}) - C_2 \sqrt{k_1} \sin(\tau \sqrt{k_1}). \tag{15}$$

Punînd condițiile la limită

$$\tau = 0\,;\ h = 0\,;\ \frac{dh}{d\tau} = w_0,$$

din ecuația (13) rezultă

$$C_2 = -\frac{k_2}{k_1};$$

din ecuația (15) rezultă

$$C_1 = \frac{w_0}{\sqrt{k_1}}.$$

Prin înlocuirea constantelor C_1 și C_2 în ecuațiile (13) și (15) se obține

$$h = \frac{k_2}{k_1}\left[1 - \cos\left(\tau\sqrt{k_1}\right)\right] + \frac{w_0}{\sqrt{k_1}}\sin\left(\tau\sqrt{k_1}\right), \tag{16}$$

$$w = w_0\cos\left(\tau\sqrt{k_1}\right) + \frac{k_2}{\sqrt{k_1}}\sin\left(\tau\sqrt{k_1}\right). \tag{17}$$

Ecuațiile (16) și (17) sînt valabile numai într-un domeniu în care k_1 și k_2 sînt considerate constante și ca atare sub această formă își găsesc aplicație la metoda de calcul propusă, care împarte desfășurarea fenomenului analizat în intervale în interiorul cărora presiunea din cilindru P, forța de impuls F_w și coeficientul de elasticitate al arcului c se consideră constante.

5. METODICA DE CALCUL

Ecuația (2) scrisă sub formă de diferențe finite este

$$\Delta P = k\frac{m-1}{k-1}RT_0\frac{\Delta G}{V} - mP\frac{\Delta V}{V}. \tag{18}$$

Variația presiunii datorită deplasării pistonului este

$$\Delta P_1 = -mP\frac{\Delta V}{V}, \tag{19}$$

iar variația presiunii datorită intrării gazului este

$$\Delta P_2 = k\frac{m-1}{k-1}RT_0\frac{\Delta G}{V}. \tag{20}$$

Calculul se efectuează fie pe intervale de volume egale, fie pe intervale de timp, respectiv de unghiuri de manivelă egale. Mărimea intervalelor este în funcție de precizia dorită. Cu cît variația presiunii pe un interval este mai mică cu atît precizia calculului este mai mare.

Pentru aceeaşi mărime a intervalului, variaţia de presiune scade de la începutul cursei de aspiraţie către sfîrşitul ei. Aceasta permite ca spre sfîrşitul cursei să se mărească intervalele.

Pentru efectuarea calculului se trasează curba de variaţie a volumului din cilindru în funcţie de unghiul de poziţie al manivelei arborelui compresorului, folosind expresia cunoscută

$$V = A_p r(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi) + V_v, \tag{21}$$

în care

V_v este volumul spaţiului vătămător.

În cazul în care se aleg intervale de volume egale se trasează curba de variaţie a volumului în funcţie de cursă.

Cu ajutorul relaţiei

$$A'_s(P_0 - P) = ch_0 \tag{22}$$

se stabileşte presiunea P la care se deschide supapa, iar din ecuaţia

$$PV^m = P_r V_v^m \tag{23}$$

se determină volumul şi respectiv unghiul de manivelă, la care începe să se deschidă supapa.

Calculul începe efectiv din acest punct şi se desfăşoară astfel:

Calculul variaţiei presiunii datorită deplasării pistonului ΔP_1 se face cu ajutorul ecuaţiei (19) utilizînd graficul de variaţie al volumului.

Ecuaţia (3) pentru calculul cantităţii de gaz ce intră în cilindru, scrisă sub formă de diferenţe finite, este

$$\Delta G = \varepsilon \alpha' A_d \sqrt{2g(P_0 - P)\gamma_0}\, \Delta\tau. \tag{24}$$

În această ecuaţie coeficientul de expansiune se calculează cu ajutorul relaţiei

$$\varepsilon = 1 - 0{,}3 \frac{P_0 - P}{P_0}. \tag{25}$$

Coeficientul de debit al supapei raportat la secţiunea de trecere a gazului prin deschidere se determină din relaţia

$$\alpha' = \alpha \frac{A'_s}{A_d}, \tag{26}$$

în care coeficientul de debit al supapei, raportat la secţiunea de trecere a gazului prin scaunul supapei α, se determină cu ajutorul nomogramelor elaborate de T. F. Kondratieva [4], [5] sau a nomogramei lui H. Müller, [8], la supapa complet deschisă.

Coeficientul de debit α' astfel determinat poate fi considerat practic constant pe întreaga cursă a organului de etanşare.

Secțiunea de trecere a gazului prin deschidere se determină în cazul supapelor cu discuri de etanșare cu ajutorul relației

$$A_d = \pi h \sum d_m. \tag{27}$$

Calculul se efectuează pentru fiecare interval în parte. Pentru intervalul de rangul i se determină mărimile ΔP_i și ΔG_i cu ajutorul relațiilor (18), (19), (20), (24), (25) și (27) în care se introduc pentru mărimile P, G, h și V valorile P_{i-1}, G_{i-1}, h_{i-1} și V_{i-1} obținute la calculul efectuat în intervalul anterior de rang $i-1$.

În continuare se determină cursa organului de etanșare Δh_i, în intervalul de rang i cu ajutorul ecuației (16) aplicată pe intervalul de timp $\Delta\tau$ și rezultă

$$\Delta h_i = \frac{k_2}{k_1}[1 - \cos(\Delta\tau\sqrt{k_1})] + \frac{w_{i-1}}{\sqrt{k_1}}\sin(\Delta\tau\sqrt{k_1}). \tag{28}$$

Se determină apoi valorile P_i, G_i, h_i

$$P_i = P_{i-1} + \Delta P_i,$$
$$G_i = G_{i-1} + \Delta G_i,$$
$$h_i = h_{i-1} + \Delta h_i.$$

V_i rezultă din ecuația (21).

Viteza organului de etanșare corespunzătoare intervalului de rang i se determină cu ajutorul ecuației

$$w_i = w_{i-1}\cos(\Delta\tau\sqrt{k_1}) + \frac{k_2}{\sqrt{k_1}}\sin(\Delta\tau\sqrt{k_1}) \tag{29}$$

rezultată din ecuația (17).

Calculul se efectuează în acest fel pînă cînd organul de etanșare atinge limitatorul.

În acest caz viteza organului de etanșare pentru primul interval din cursa reflectată w_k se calculează utilizînd în locul valorii w_{k-1} valoarea $-\psi w_{k-1}$.

Coeficientul de reflexcție ψ a fost determinat exprimental de N. I. Rudakov pentru discuri de etanșare, la loviri fără amortizare, în care caz a obținut: $\psi = 0{,}375$.

La atingerea scaunului supapei de către organul de etanșare se procedează în mod similar.

Calculul se poate conduce foarte ușor, desfășurîndu-l sub formă tabelară.

La efectuarea calculului, cu ajutorul unei mașini electronice intervalele pot fi făcute oricît de mici, mărindu-se foarte mult precizia de calcul.

În cazul în care calculul se efectuează cu intervale relativ mari pentru a se menține o precizie corespunzătoare fazei de proiectare, este

necesar să se ia în aceste calcule valoarea volumului V, egală cu media $\frac{V_{i-1}+V_i}{2}$, care se citeşte direct din diagramă, iar pentru calculul lui Δh respectiv k_2, se poate aprecia pentru presiunea P_{i-1}, valoarea medie $\frac{P_{i-1}+P_i}{2}$ cunoscînd presiunea P_{i-1} şi apreciind valoarea după variaţia de presiune ΔP_i în intervalul i. Aprecierea presiunii P_i se uşurează mult cînd se trasează curba de variaţie a presiunii pe măsura efectuării calculului fiecărui interval. Cu valoarea medie a presiunii astfel obţinută şi cu deschiderea medie a supapei $\frac{h_{i-1}+h_i}{2}$, se calculează ΔG_i.

Exponentul politropic m se consideră constant pe întreg procesul de umplere şi se determină cu ajutorul relaţiilor cunoscute aproximînd încălzirea gazului în cilindru după tipul construcţiei compresorului.

Calculul acceleraţiei organului de etanşare, se poate determina în oricare interval cu ajutorul ecuaţiei

$$a_i = k_2 \cos(\Delta\tau\sqrt{k_1}) + w_{i-1}\sqrt{k_1}\sin(\Delta\tau\sqrt{k_1}). \qquad (30)$$

Calculul se continuă pînă la închiderea definitivă a supapei. Cantitatea de gaz intrată în cilindru pînă la închiderea supapei determină direct debitul compresorului.

Evoluţia presiunii din cilindru serveşte la calculul energiei consumate de compresor.

Utilizarea riglei de calcul în metoda expusă asigură obţinerea unei precizii suficiente.

Se mai menţionează faptul că erorile care apar fie în mod accidental datorită operatorului, fie datorită riglei de calcul nu se cumulează ci determină o astfel de evoluţie a parametrilor calculaţi în intervalele următoare, încît influenţa acestor erori scade pe măsura înaintării în calcul.

6. EXEMPLU CALCULAT

Prin metoda descrisă s-a efectuat calculul procesului de umplere la un compresor de aer în două etaje, cu următoarele caracteristici:

Alezajul etajului I — $D = 125$ mm; cursa $s = 130$ mm;

Presiunea de ref. $P_r = 3{,}3$ at; vol. vătămător $V_v = 64\text{cm}^3$;

Temperatura la aspiraţie $t_0 = 20°\text{C}$; presiunea la aspiraţie $P_0 = 1{,}00$ at;

Cursa maximă a discului de etanşare, $h_M = 1{,}2$ mm;

Secţiunea liberă convenţională a supapei complet deschise, $\varnothing = \alpha' A_d = 5{,}34$ cm^2; Turaţia compresorului $n = 1\,060$ rot/min.

Calculul a fost efectuat, cu intervale de 1° pînă la $\varphi = 105°$ şi cu intervale de 2° pînă la închiderea supapei.

Rezultatele sînt prezentate în figura 2.

La lovirea discului de etanşare de scaunul supapei s-a considerat coeficientul de reflecţie $\psi = 0{,}20$, iar la lovirea de limitator $\psi = 0$.

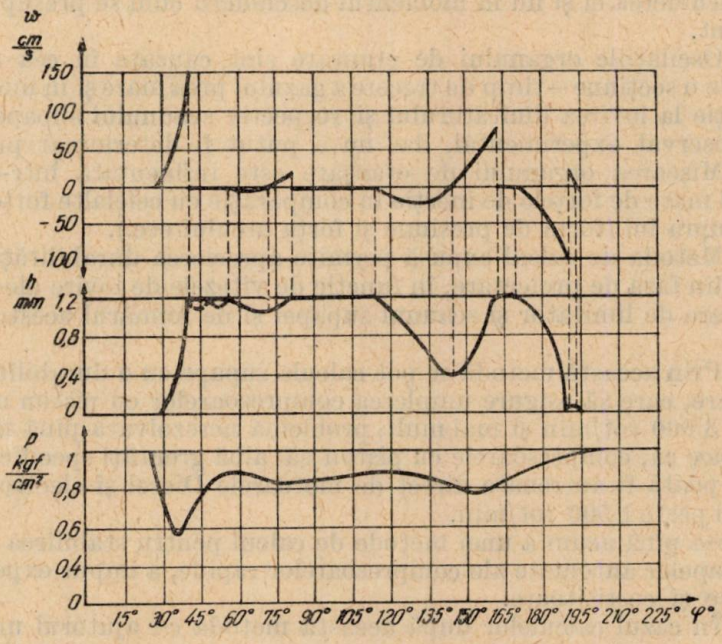


Fig. 2. — Viteza w şi înălţimea de ridicare h a organului de etanşare în funcţie de gradele de manivelă φ. p — presiunea în cilindru.

La prima lovire de limitator a discului se etanşare s-au considerat două cazuri $\psi = 0$ şi $\psi = 0{,}375$. Se observă în figura 2 că cele două curbe ale cursei discului de etanşare diferă foarte puţin.

7. CONCLUZII

Metoda expusă permite calculul variaţiei presiunii în cilindru şi al cursei, vitezei şi acceleraţiei organului de etanşare la orice tip de supapă la care se cunosc mărimile constructive şi coeficientul de debit.

Pentru determinarea coeficientului de debit se folosesc nomogramele elaborate de T. F. Kondratieva sau H. Müller [4], [8].

În acest fel se poate analiza în faza de proiectare un număr relativ mare de soluţii constructive pentru determinarea dimensiunilor optime. În faza de prototip se pot determina coeficienţii de debit cu ajutorul sufleriilor şi apoi se pot stabili dimensiunile optime.

În urma calculelor prin metoda expusă şi a experimentărilor efectuate de autor la mai multe tipuri de supape fabricate de Uzinele Timpuri noi din Bucureşti, se pot trage următoarele concluzii :

1) În cilindru are loc o depresiune maximă din cauza inerţiei supapei, după deschiderea ei şi nu în momentul deschiderii cum se presupunea pînă în prezent.

2) Oscilaţiile organului de etanşare sînt cauzate în cea mai mare măsură de o secţiune—timp de trecere a gazului prea mare şi în mică măsură de reflecţie la lovirea limitatorului şi respectiv scaunului supapei, fapt ce a fost observat experimental, dar nu a putut fi determinat prin calcul.

3) Mişcarea organului de etanşare este influenţată într-o măsură mult mai mare de forţele de inerţie în comparaţie cu celelalte forţe ce acţionează asupra lui (forţa de presiune şi forţa arcului etc.).

4) Metoda de calcul expusă permite aprecierea durabilităţii supapelor încă din faza de proiectare, în funcţie de vitezele de lovire ale organului de etanşare de limitator şi scaunul supapei şi de numărul acestor lovituri pe ciclu.

5) Prin această metodă se pot calcula supape cu o durabilitate corespunzătoare, care să asigure umplerea compresoarelor cu piston ce funcţionează la 3 000 rot/min şi mai mult, problemă nerezolvată pînă în prezent, fapt ce face ca, compresoarele cu piston să aibă greutăţi specifice ridicate şi să nu poată fi antrenate direct de motoarele Diesel şi electromotoarele cu turaţii peste 1 500 rot/min.

Lipsa pînă acum a unei metode de calcul pentru stabilirea dimensiunilor supapelor automate ale compresoarelor rapide, a impus experimentări laborioase şi costisitoare.

6) În cazul calculelor după această metodă cu ajutorul unei maşini electronice se pot stabili criterii care să stea la baza proiectării supapelor de diferite tipuri pe compresoare de diverse turaţii.

7) Metoda de calcul expusă poate fi folosită şi la calculul procesului de refulare.

НОВЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПРОЦЕССА НАПОЛНЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

РЕЗЮМЕ

Используются дифференциальные уравнения давления газа в цилиндре, количества его в цилиндре и движения уплотнительного устройства клапана при расчете методом конечных разностей процесса наполнения поршневых компрессоров с автоматическими клапанами. В расчете принимается, в качестве независимой переменной величины, время или положение поршня. Одновременно с эволюцией давления в цилиндре и количества проникающего в него газа определяются ход и скорость уплотнительного устройства автоматического клапана.

Изложенный метод позволяет производить этот расчет для любого типа клапана, у которого известны конструктивные величины и коэффициент дебита. Для определения коэффициента дебита применяются номограммы, разработанные Т. Ф. Кондратьевой и Х. Мюллер. Представлены в виде диаграмм результаты трех расчетных примеров.

Указанный метод расчета может быть распространен, в стадии проектирования, на сравнительно большое число конструктивных решений как всасывающих , так и нагнетающих клапанов.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Машиностроение, **XII**, (1960).
2. Н. М. Самсонов, Машиностроение, **9** (1957).
3. В. В. Филипов, *Процессы впуска и выпуска в поршневых компрессорах.* Машгиз, 1960.
4. Т. Е. Кондратьева, *Определение потерь в клапанах поршневого компрессора.* НИИХИММАШ, Машгиз, *18*, 1954.
5. Т. Ф. Кондратьева, *Об определении потерь энергии в самодействующих клапанах поршневого компрессора.* НИИХИММАШ, Машгиз, *22*, 1958.
6. М. И. Френкель, *Методика сравнения самодействующих клапанов по статическим характеристикам.* НИИХИММАШ, Машгиз, *18*, 1954.
7. H. Müller, *Ermittlung des Ventilwiderstandes und Aufnahme von Huboszillogrammen von Verdichterventilen.* Konstruktion, *10* (1959).
8. — *Messung und Berechnung des Widerstandes von Spulpumpenventilen.* M.T.Z., *11* (1959).
9. M. B. Sapiro, V. A. Rumeantev, *Sporirea durabilităţii supapelor cu plăci inelare de la compresoare.* Buletinul construcţiilor de maşini, *8* (1956).
10. Val. Cosoroabă, *Proiectarea supapelor automate pentru compresoare cu piston.* Metalurgia şi construcţia de maşini, *3* (1961).
11. — *Calculul proceselor de aspiraţie şi de refulare în compresoarele cu piston.* Metalurgia şi construcţia de maşini, *12* (1961).

CONTROLUL ÎNTÎRZIERII LA AUTOAPRINDERE ÎN MOTOARELE CU ANTECAMERĂ PRIN DIRIJAREA MIȘCĂRII AERULUI

DE

C. A. VASILESCU și B. BARBESCU

621.43.05

Motoarele cu autoaprindere și antecameră au procesul de ardere divizat în două camere; în antecameră se realizează autoaprinderea combustibilului și arderea unei părți a acestuia, ceea ce conduce la o creștere de presiune suficientă pentru a expulza restul de combustibil în camera principală unde se continuă arderea.

Există o corelație între energia de expulzare a gazelor în camera principală și durata arderii combustibilului, fapt care influențează randamentul motorului. Energia de expulzare a gazelor depinde de cantitatea de energie chimică eliberată în antecameră înainte și în timpul procesului expulzării și este prin urmare funcție de cantitatea de combustibil injectată, adică de legea de injecție și de perioada de întîrziere la autoaprindere a combustibilului injectat. În construcțiile uzuale de motoare se stăpînește procesul de expulzare din antecameră printr-o lege de injecție judicioasă. Este necesar să se țină seama și de al doilea factor, adică să se controleze și perioada de întîrziere la autoaprindere, care uzual (la turație constantă) este parțial influențată de temperatura aerului din antecameră și a pereților acesteia iar la turație variabilă și de mișcarea aerului în antecameră.

În lucrarea de față se analizează posibilitatea stăpînirii procesului de autoaprindere în motoarele cu cameră divizată, prin intermediul dirijării mișcării aerului în antecameră. Verificarea experimentală se face pe un motor cu antecameră dispusă central și în axul de simetrie al motorului și are un dublu scop: să dovedească posibilitatea controlului perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului și să stabilească forma optimă a antecamerei care realizează dirijarea aerului.

1. În timpul evoluţiei de compresiune, în antecameră pătrunde aer cu o viteză apreciabilă al cărei maxim este, în general, cu 5—15° înaintea punctului mort interior. Ca urmare a existenţei acestei curgeri a aerului şi a formei antecamerei ia naştere o mişcare nedirijată a aerului în antecameră, al cărei rol este destul de controversat de literatură. Această mişcare a aerului trebuie să aibă rolul pozitiv de a contribui la realizarea amestecului de aer şi combustibil în stare să creeze dozajele optime pentru aprindere. Totuşi o mişcare prea violentă a aerului în contra-sensului de

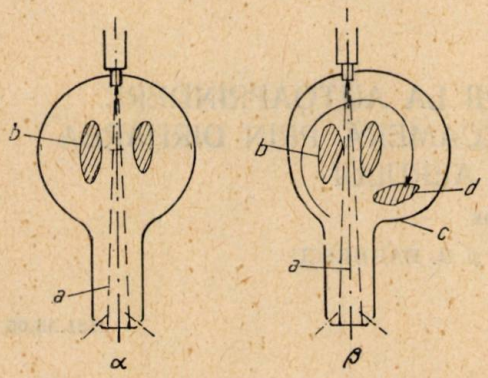


Fig. 1. — Schema proceselor de formarea amestecului în antecameră.
a—jetul combustibilului injectat; *b*—zonă de picături marginale jetului; *c*—prag al antecamerei; *d*—zonă de picături şi vapori transportaţi în regiunea pragului;
α — antecameră sferică:
β — antecameră dezaxată.

injecţie, poate întoarce jetul de combustibil, împiedicînd astfel gruparea lui în regiunea difuzorului (ceea ce constituie o condiţie principală pentru realizarea expulzării complete a combustibilului din camera de ardere secundară). De asemenea, apare pericolul antrenării jetului de combustibil pe pereţii antecamerei, ceea ce conduce la arderi incomplete, cu fum la evacuare.

Este necesar să se analizeze mai îndeaproape procesele din timpul injecţiei în antecameră pentru a stabili efectul curgerii aerului. La un motor prevăzut cu o antecameră normală se poate considera că în urma injecţiei, vîna de combustibil *a* (fig. 1 — α) este înconjurată cu o zonă de picături mai mici de combustibil şi vapori *b*, dispusă la periferia acesteia spre centrul antecamerei. Această porţiune de combustibil provine în special din primele cantităţi de combustibil injectate căci pe măsură ce injecţia combustibilului progresează, picăturile din frontul jetului suferă o frînare ca urmare a frecării lor cu aerul şi sînt împinse lateral de picăturile cu energie mai mare care le urmează. Rezultă că din punctul de vedere al timpului de staţionare în condiţiile de presiune şi de temperatură propice autoaprinderii, picăturile marginale ale jetului au îndeplinit condiţiile de autoaprindere. Este evident că dacă prin intermediul mişcării aerului din antecameră se va asigura o amestecare mai bună a acestei zone de picături de combustibil cu aerul se va putea controla într-o oarecare măsură momentul autoaprinderii.

De aceea se imaginează o formă de antecameră dezaxată (fig. 1 — β) în care aerul ce pătrunde în timpul compresiunii capătă o mişcare dirijată care antrenează zona de picături marginale jetului, deplasînd-o spre un

prag *c*, unde se poate presupune că zona de picături se frînează şi realizează aglomerarea de vapori *d* necesară creării primelor nuclee de flacără. După modul de realizare, pragul *c* poate juca rol şi de deflector, aruncînd amestecul de aer şi picături de combustibil înapoi în zona de aer, sau rol de zonă caldă, îmbunătăţind condiţiile de autoaprindere. În consecinţă, se poate presupune că amestecul care a fost adus în contact cu pragul *c* are tendinţa de a se autoaprinde mai întîi. Ca urmare a procesului astfel imaginat, rezultă că prin dirijarea curenţilor de aer în antecameră în timpul compresiunii şi prin realizarea pragului în calea curentului este posibil să se controleze autoaprinderea, elementele hotărîtoare fiind forma antecamerei şi poziţia pragului. În stadiul de astăzi al cunoştinţelor ce le avem asupra proceselor din antecameră, stabilirea optimă a formei antecamerei nu se poate face decît experimental. În orice caz curentul de aer dirijat în antecameră va trebui să aibă o energie suficient de redusă, pentru a nu realiza condiţiile defavorabile semnalate anterior: antrenarea jetului de combustibil şi abaterea acestuia faţă de centrul difuzorului sau antrenarea într-o mişcare rotitoare a flăcării formate, stînjenindu-se astfel expulzarea gazelor.

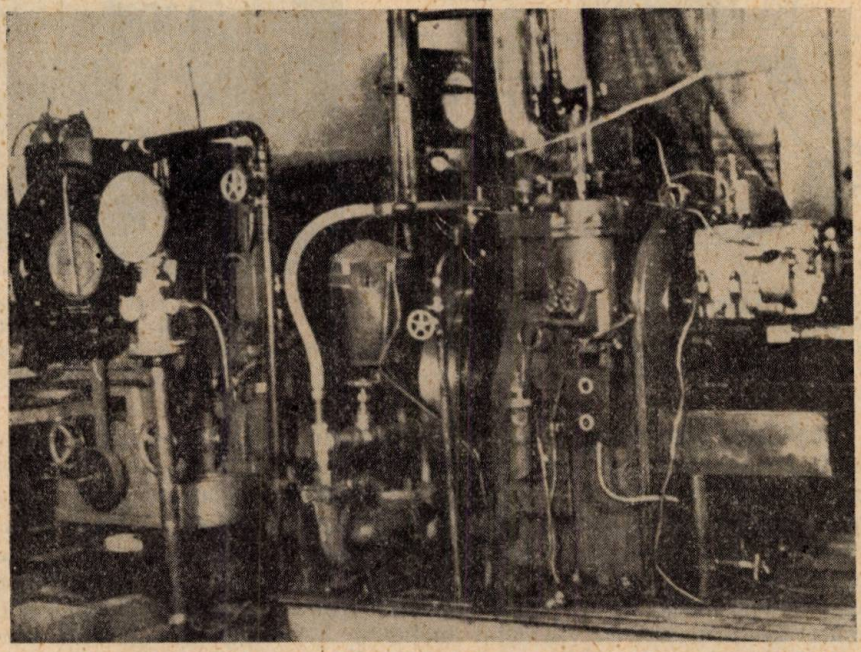


Fig. 2. — Vederea generală a bancului motorului monocilindric experimental.

2. Experimentările au fost făcute pe un monocilindru cu aprindere prin compresiune, în patru timpi nesupraalimentat, avînd circa 60 CP la 1 300 rot/min. Motorul era iniţial prevăzut cu o antecameră sferică aşezată central simetric. O vedere generală a instalaţiei experimentale este redată în figura 2.

Pentru cercetarea proceselor de autoaprindere s-au folosit oscilograme ale variaţiei presiunii în antecameră şi ale cursei de ridicare a acului injectorului. S-au luat măsuri speciale, atît cît a permis construcţia motorului, pentru a micşora lungimea canalului prin care se ia priza de presiune, astfel ca diagrama obţinută să fie cît mai corectă. În figura 3, se arată detaliul realizării canalelor de priză a presiunii şi în figura 4 o vedere a capului cilindrului motorului cu aparatura de măsură montată.

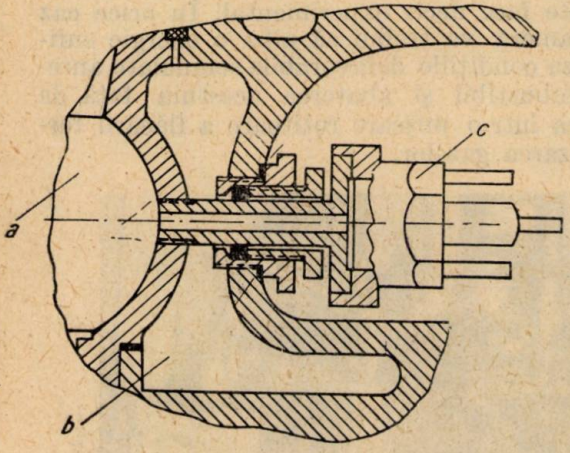


Fig. 3. — Detaliu privind realizarea legăturii dintre camera de ardere şi captatorul de presiune ; *a* — antecameră ; *b* — spaţiul de apă de răcire ; *c* — captator de presiune.

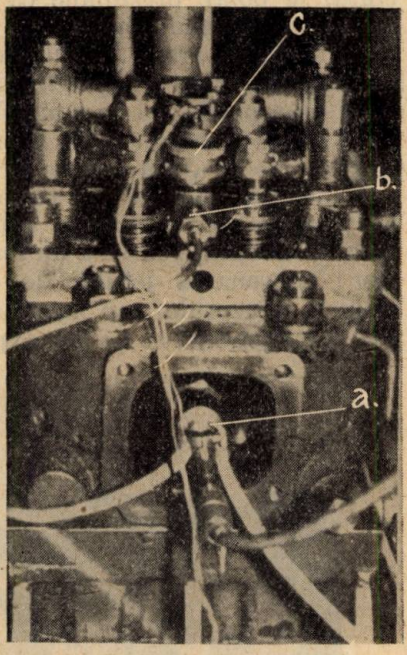


Fig. 4.— Capul cilindrului motorului cu aparatura de măsură montată ; *a*—captator piezoelectric ; *b*—injector ; *c* — traductorul ridicării aerului.

Stabilirea perioadei de întîrziere la autoaprindere s-a făcut convenţional în ceea ce priveşte precizarea duratei acesteia. S-a admis că injecţia în antecameră începe o dată cu ridicarea acului injectorului şi că arderea apare în momentul în care curba de variaţie a presiunii prezintă o modificare a formei sale. Desigur că pentru a realiza acest efect, este necesar ca o cantitate importantă de combustibil să se fi autoaprins şi prin urmare trebuie să se facă ipoteza că tot combustibilul autoaprins şi care a condus la influenţarea variaţiei curbei de presiune, are aceeaşi durată a perioadei de întîrziere la autoaprindere. În figura 5 se prezintă o fotografie a oscilogramei ridicată în scopul determinării întîrzierii la autoaprindere. Se observă curba de variaţie a presiunii *a*, momentul desprinderii acesteia de curba de compresiune *d*, precum şi momentul în care se ridică acul *c*. Timpul măsurat între punctele *c* şi *d*, reprezintă perioada de întîrziere la autoaprindere. O alegere judicioasă a extinderii bazei de timp (pe ecranul oscilografului s-au înregistrat numai 32 grade din durata

unui ciclu) a permis să se citească timpul cu o precizie de 10^{-4}s, iar faptul că metoda utilizată necesită numai evaluări calitative ale presiunii și ridicării acului a condus la posibilitatea alegerii unei scări foarte mari a acestora, astfel că precizia prelucrării diagramelor obținute a fost mulțumitoare.

3. Primele încercări efectuate au căutat să pună în evidență rolul curentului organizat de aer asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere,

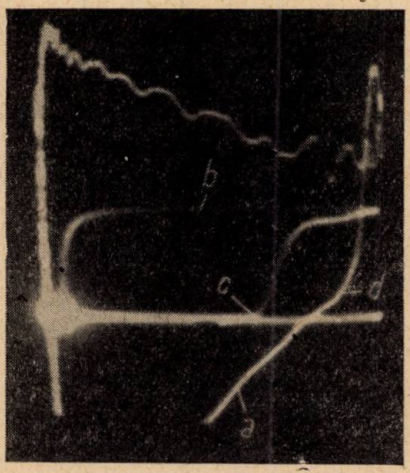


Fig. 5. — Diagrama ridicată de pe motor, pentru stabilirea duratei de întîrziere la autoaprindere : *a* — curba presiunii ; *b* — curba de ridicare a acului ; *c* — momentul ridicării acului ; *d* — momentul începerii arderii.

Fig. 6. — Difuzorul experimental pentru crearea unei mișcări organizate a aerului în antecamera modificată.

cercetîndu-se o antecameră normală și una modificată. Cea de-a doua antecameră are o formă adecvată creării unei mișcări organizate a aerului. Ea a fost experimentată cu două difuzoare; unul dintre ele experimental, are numai două orificii dispuse lateral într-o singură parte a sa. În modul acesta prin montarea corespunzătoare a difuzorului se poate asigura o mișcare organizată a aerului în antecameră (fig. 6). Este evident că difuzorul în sine fiind prevăzut numai cu două orificii așezate într-o parte (camera de ardere principală fiind simetrică) nu corespunde condițiilor unei arderi corecte în motor. Deoarece procesele de autoaprindere nu sînt influențate — după stabilirea regimului termic — de procesele de ardere, rezultă că determinările făcute cu acest difuzor pot fi luate în considerație. Al doilea difuzor cercetat are 8 orificii și conduce dintre toate difuzoarele încercate la cele mai bune rezultate în ceea ce privește consumul de combustibil și puterea dezvoltată. Compararea datelor s-a făcut cu o antecameră simetrică avînd un difuzor cu 6 orificii care de asemenea conduce la cele mai bune condiții de ardere. Din datele măsurate s-a determinat : variația întîrzierii la autoaprindere τ_i în funcție de

turaţie n la o sarcină medie relativ constantă (P_e=27—32 CP) (fig. 7—α) şi variaţia perioadei de întîrziere la autoaprindere în funcţie de putere P_e pentru o turaţie relativ constantă (n = 1 100 rot/min), (fig. 7—β). În aceste diagrame se prezintă date pentru cele trei antecamere încercate.

Inspectarea datelor cuprinse în aceste diagrame arată, că organizarea mişcării aerului în antecameră poate conduce la o micşorare substanţială a duratei perioadei de întîrziere la autoaprindere; această reducere poate

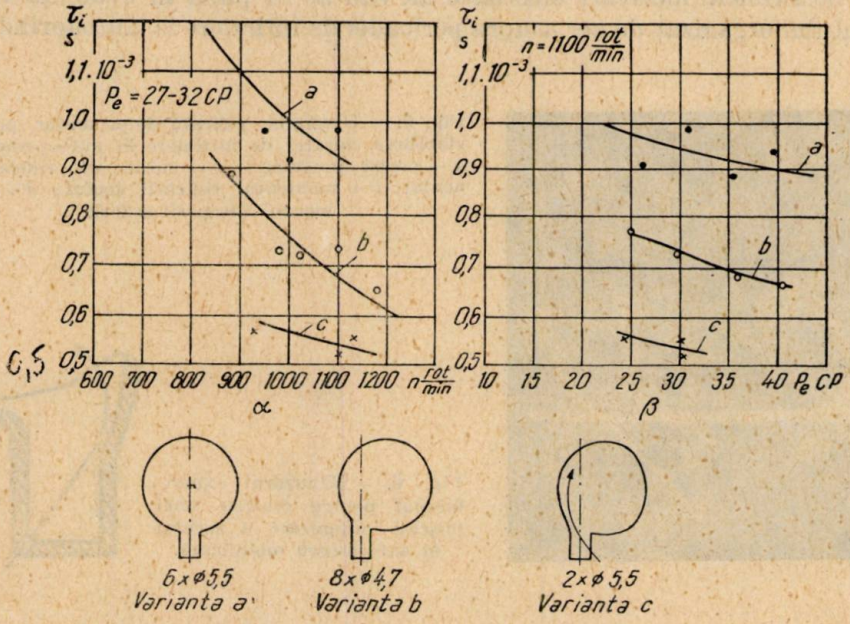


Fig. 7. — Variaţia întîrzierii la autoaprindere τ_i pentru trei variante de antecamere încercate; α — variaţia cu turaţia n; β — variaţia cu puterea P_e.

atinge 30%. Varianta c, în care mişcarea aerului este evident dirijată sub forma unui vîrtej, conduce la micşorarea cea mai mare a duratei perioadei de întîrziere la autoaprindere, proces care se păstrează şi la varianta b, unde aerul deşi pătrunde prin mai multe orificii în difuzor, lungimea acestuia face ca aerul să fie canalizat ca o vînă centrală care este apoi deplasată de peretele antecamerei într-o mişcare organizată, în sensul celor arătate la începutul acestei luc ări.

Diagramele arată variaţii tipice ale perioadei de întîrziere la autoaprindere cu parametrii studiaţi: perioada de întîrziere la autoaprindere scade cu creşterea turaţiei ca urmare a măririi vitezei de mişcare a aerului în antecameră şi cu creşterea puterii, ca urmare a măririi temperaturii antecamerei. Se observă că turaţia are o influenţă mai redusă asupra variantei c, la care se foloseşte deja efectul complet al mişcării aerului. De asemenea, se observă că efectul termic asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere este relativ redus, în comparaţie cu efectul mişcării aerului.

4. Considerațiile prezentate mai sus s-au bazat pe ipoteza că mișcarea dirijată a curentului de aer, conduce picăturile în regiunea pragului. Pragul va putea să joace un rol numai în măsura în care timpul necesar autoaprinderii picăturilor este mai mare decît timpul necesitat de curentul de aer de a parcurge pe peretele antecamerei spațiul dintre axul injectorului și prag. Admițîndu-se o valoare a întîrzierii la autoaprindere de 10^{-3}s

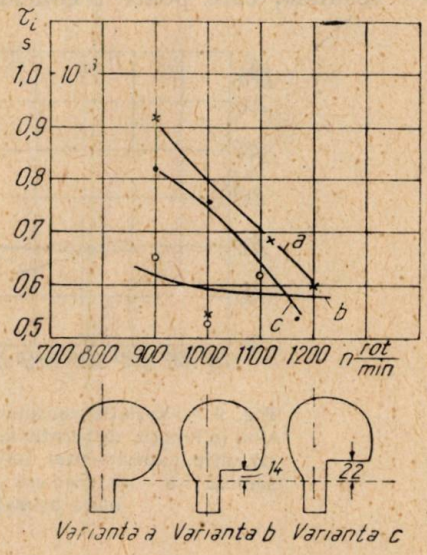


Fig. 8. — Variația perioadei de întîrziere la autoaprindere τ_i cu turația n, pentru trei variante de poziție ale pragului.

și o distanță pînă la prag de 70 mm, rezultă că viteza curentului de aer care parcurge acest spațiu în 10^{-3} s, este de 70 m/s. Calculele efectuate arată că viteza curentului de aer pe perete, în momentul injecției, este cel puțin dublă și prin urmare pachetul de picături și vapori de combustibil este în măsură să ajungă la prag înainte ca să se autoaprindă, deci pragul poate influența acest proces.

Sînt două posibilități: pragul joacă rolul de a aglomera particulele în regiunea sa, sau pragul influențează numai curentul de fluid în mișcare, în măsura în care pragul joacă un rol, în ambele cazuri va apare o poziție a pragului pentru care efectul acestuia este maxim, adică perioada de întîrziere la autoaprindere este minimă ceea ce poate fi verificat experimental. Se prezintă unele determinări și experimentări în figura 8.

Se constată că pozițiile extreme ale pragului (varianta *a* și varianta *c*) conduc la întîrzieri la autoaprindere apropiate ca valoare și ca alură, iar o poziție intermediară (varianta *b*), conduce la o valoare minimă a duratei întîrzierii la autoaprindere. Se poate presupune că acțiunea pragului în corelație cu mișcarea aerului, constă în realizarea unor amestecuri locale ce favorizează autoaprinderea. Faptul acesta ar putea să fie confirmat și de aceea că în cazul variantelor *a* și *c*, perioada de întîrziere la autoaprindere este influențată de turație. La aceste variante devierea curentului de către parg, face ca amestecul să ajungă în regiuni

ale antecamerei unde mişcarea sporită a aerului, creată de creşterea turaţiei poate influenţa procesele fizico-chimice din amestecul de vapori de combustibil şi aer.

Se observă că în condiţiile experimentărilor efectuate şi chiar în cazul experienţelor cu mişcare dirijată intensificată (fig. 7, varianta *c*), nu se poate micşora durata perioadei de întîrziere la autoaprindere sub $0{,}6.10^{-3}$ secunde, care poate fi considerată drept suma dintre minimele

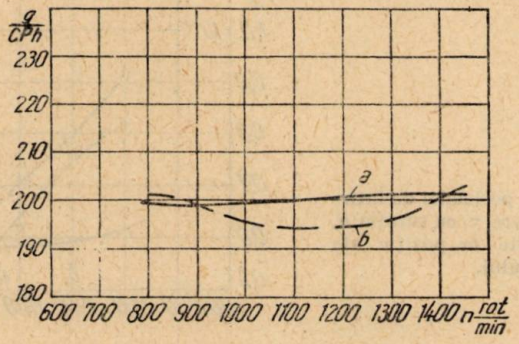


Fig. 9. — Variaţia consumului specific de combustibil în funcţie de turaţia *n*, pentru motorul monocilindric experimental funcţionînd cu 80% din sarcină; *a* — antecamera simetrică; *b* — antecamera asimetrică.

întîrzierilor fizice şi chimice la autoaprindere, în condiţiile acestor experimentări. Cum varianta *b* conduce la o valoare aproape constantă cu turaţia a perioadei de întîrziere la autoaprindere, este de presupus că în acest caz s-a utilizat complet posibilitatea de a influenţa durata întîrzierii la autoaprindere prin intermediul mişcării curentului de aer.

Se analizează rezultatele din punctul de vedere al consumului specific al motorului. Deşi varianta *b* dă cea mai mică durată a perioadei de întîrziere la autoaprindere, experimentările au arătat un consum mare de combustibil, datorit probabil tocmai duratei prea mici a perioadei de întîrziere la autoaprindere, care pentru un motor cu antecameră dat, are o valoare minimă ce nu trebuie depăşită.

Variantele *a* şi *c*, conduc la curbe de perioade de întîrziere la autoaprindere comparabile. Varianta *c*, din motive constructive, conduce la o antecameră prea mică, astfel că experimentările ulterioare s-au continuat cu varianta *a* de antecameră. Antecamera astfel modificată a dat satisfacţie completă, astfel cum se observă din datele comparative cu o antecameră simetrică, prezentate în figura 9. Se observă că antecamera modificată (curba *b*) dă consumuri specifice mai reduse la turaţii la 900—1 300 rot/min, ceea ce poate explica printr-o expulzare mai bună a conţinutului antecamerei la toate regimurile ca urmare a autoaprinderii controlate de curentul de aer.

DIE KONTROLLE DER ZÜNDUNGSVERZÖGERUNG IN VORKAMMERMOTOREN DURCH DIE STEUERUNG DER LUFTBEWEGUNG

ZUSAMMENFASSUNG

Die Brennprozesse in den Vorkammermotoren und die Verbrennungsleistung hängen von der Energie des Gasausstoßes in die Brennhauptkammer und zwangsläufig von der Zündungsverzögerung ab. Durch die Schaffung eines gesteuerten Luftstromes läßt sich die Dauer der Zündungsverzögerung bis auf 30% senken. Die Wirkung des gesteuerten Luftstromes wurde experimentell studiert (Bild 7), wobei eine normale Vorkammer (Variante *a*) mit einer asymmetrischen (Variante *b*) und einer weiteren Vorkammer verglichen wurde, bei welcher durch einen besonderen Bau der Luftdüse die Wirkung des gesteuerten Luftstromes übertrieben wurde (Variante *c*). Es läßt sich voraussetzen, daß die in organisierter Bewegung sich befindende Luft die am Rande des Luftstrahles sich befindenden Tropfen, d.h. diejenigen mit sich reißt, welche als erste eingespritzt werden und somit am besten eine Zündung ermöglichen. Diese Tropfen lassen sich dementsprechend besser mit der Luft mischen und schaffen das für die Zündung nötige Mischverhältnis. Baut man im Wege des Luftstromes eine Schwelle ein, so läßt sich die Verzögerung der Entzündung bei allen Drehzahlen beeinflussen, so daß die maximale Möglichkeit der Wirbelung ausgewertet wird. Variante *b*, Bild 8 veranschaulicht die Minimaldauer der Zündungsverzögerung, die jedoch viel zu gering ist, um eine höchstleistungsfähige Verbrennung zu gewährleisten. Weiterhin wurde die Variante *a*, Bild 8 herangezogen, welche im Vergleich zu einer symmetrischen Kammer Bild 9 den Brennstoffverbrauch vorteilhafter beeinflußt.

NOI ELEMENTE DE CARACTERIZARE ALE UNOR HUILE ROMÎNEȘTI

I. Separări gravimetrice *)

DE

IOAN NISTOR

662.62 : 53

În ultimele decenii, caracterul industriei carbonifere s-a schimbat fundamental, prin trecerea de la utilizarea cărbunilor aproape exclusiv în scopuri termoenergetice, la utilizarea lor în scopuri metalurgice, pentru obținerea cocsului, precum și la prelucrarea lor chimică în substanțe lichide (petrol sintetic) și chimicale.

Rolul de a rezolva aceste probleme revenea chimiei cărbunelui, dar progresele efectuate pînă acum pe plan științific, nu sînt la nivelul realizărilor tehnologice, unde s-au obținut unele rezultate remarcabile. Acest decalaj între cercetările fundamentale și cele tehnologice, se datorește în mare parte metodelor de cercetare utilizate [1].

Cărbunele nu este o substanță omogenă, ci un complex alcătuit din componenți cu proprietăți fizico-chimice mult diferite. Studiul cărbunilor și în special al huilelor, considerate ca un tot, a creat posibilitatea obținerii unui important material științific, totuși insuficient pentru completa lămurire a comportării cărbunilor în diversele procese tehnologice.

Metodele de cercetare chimică a cărbunelui, prezintă [2] două aspecte negative:

— descompunerea cărbunelui este ireversibilă;

— substanțele obținute sînt prea complexe, pentru a fi studiate ca atare.

Pentru cercetări mai profunde, care să pătrundă dincolo de suprafața fenomenelor — în esența lor — este necesară abordarea studiului părților componente ale cărbunilor.

*) Lucrare efectuată cu participarea științifică consultativă a prof. dr. ing. I. Blum.

Petrografia cărbunilor (carbopetrografia) s-a dezvoltat ca știință după ce geologii au acceptat punctul de vedere enunțat de Maria Stopes, bazat pe diferențe fizice megascopice.

Ea deosebea în cărbuni, patru componenți petrografici: vitrit, clarit, durit și fuzit.

Procesele de formare ale fuzitului și vitritului au fost considerate ca două procese distincte ale descompunerii țesuturilor vegetale.

Se consideră că primul proces are loc în absența aerului, prin deshidratarea materialului; dimpotrivă, procesul de vitritizare, este legat de condiții de umiditate, care conduc la formarea unui coloid tipic [3].

În natură, aceste procese se suprapun adeseori. În afară de ipoteza că diferențierea constituienților petrografici trebuie atribuită schimbării condițiilor biochimice, a fost formulată și părerea că încărbunarea țesuturilor în fază biochimică are loc selectiv, în funcție de natura țesuturilor însăși [4], [5].

Procesul de carbonificare prezintă două stadii, dintre care primul stadiu este caracterizat prin condiții strict anaerobe, sau aerobe și anaerobe [6].

În timpul acestui stadiu, au loc reacțiile chimice principale (formarea sistemului de inele aromatice policondensate) și rezultă cărbunele brun pămîntos — un coloid cu două faze: sistemul de inele aromatice (micele) și un lichid, de natură chimică nedefinită.

Al doilea stadiu, metamorfismul, este împărțit în trei zone:

1. „*Epi*" — reprezentînd procesul de deshidratare, produs în special de presiune și ducînd la compacizarea structurii micelelor;

2. „*Meta*" — caracterizat prin separarea grupelor cu greutate moleculară joasă, ducînd la antracit. În zonele *epi* și *meta* are loc transformarea din sol în gel;

3. „*Kata*" cuprinzînd stadiul cristalin al gelului, de exemplu formarea grafitului din antracit.

Gradul de metamorfism se diferențiază de cel de carbonificare: de primul depinde așezarea cristalitelor iar de ultimul materiile volatile și conținutul de carbon [7].

Dulhunty [8] deosebește două stadii ale metamorfismului: un stadiu tectonic calm, care poate duce cărbunele pînă la huilă și un stadiu tectonic agitat, în care se dezvoltă mari forțe tectonice și temperaturi ridicate, care duc la formarea antraciților și chiar a grafitului.

Punctul de inflexiune al celor două stadii de metamorfism este între 85—90% C, fiind caracterizat prin valori minime ale umidității inerente și densității reale, în timp ce proprietățile de cocsificare și friabilitatea sînt maxime.

Vitritul, a cărui formare începe în stadiul de turbă, în urma reacțiilor de polimerizare, policondensare și copolimerizare, trece din starea de hidrosol, prin aceea de gel, la xerogel (gel uscat și solid [1]).

Pentru vitrit, gelatinizarea reprezintă un fenomen ireversibil, deoarece procesul de hidrofobizare este însoțit de reacții chimice ca decarboxilare, deshidratare, dehidrogenare, care duc la formarea unor molecule cu greutăți moleculare diferite, dar constituite din aceleași unități structurale.

Astăzi, este foarte răspîndită concepția, că masa de bază vitritică a huilelor, provine din acizii humici ai cărbunilor bruni și este un produs al evoluării acestora [9].

Au fost făcute o serie de experimentări pentru reproducerea condițiilor carbonificării.

Astfel, Petraschek [10] conchide că datorită metamorfismului are loc distrugerea celulozei, conversia țesutului ligninic în vitrit, a lemnului uscat într-un material asemănător fuzitului iar turba de mlaștină se transformă în durit.

Alți autori [11] ajung, de asemenea, la concluzia că factorul esențial care determină formarea vitritului sau fuzitului într-un cărbune, o dată cu mărirea gradului de carbonificare, este compoziția chimică a materialului supus inițial procesului de metamorfism.

Asupra originii fuzitului, au fost formulate o serie întreagă de presupuneri.

Unii autori au susținut că fuzitul s-a format din lemn impregnat cu substanțe humice [12]; alții au susținut că fuzitul provine în special din părțile foioase ale plantelor (frunze de Sigillaria și Lepidodendron, tulpine și ferigi) [13].

Cele mai plauzibile ipoteze par să fie existența focurilor în păduri, care au produs mangalul fosilizat (fuzitul) și procesele biochimice selective care au avut loc în primele stadii ale transformării cărbunelui [4], [14].

În decursul timpului, componenții petrografici ai cărbunilor, au fost grupați sub diferite forme [15], care n-au avut însă o bază riguros științifică și după cum se vede din schema grupării componenților petrografici ai huilelor (fig. 1) numai vitritul și fuzitul pot fi considerate ca substanțe omogene.

Cercetătorii sovietici au simplificat împărțirea clasică a componenților petrografici (vitrit, clarit, durit, fuzit) masa organică fiind separată în 3 componenți principali: grupa vitritului, grupa fuzitului și corpurile figurate [16], [17].

Fiecare din acești componenți, cuprinde o serie de microingrediente caracteristice.

Alți cercetători, au reunit constituenții elementari ai cărbunilor, maceralele, în 3 grupe principale: grupa vitrinitului (colinitul și telinitul), grupa inertinitului (micrinit, sclerotinit, semifuzinit, fuzinit) și grupa exinitului (sporinit, cutinit, olginit, resinit).

Această grupare ternară este bazată pe analogii microscopice și permite simplificarea studiului compoziției cărbunelui, și așa destul de complex [18], [19].

Comisia Internațională de Nomenclatură a Petrografiei Cărbunilor a introdus în 1955, termenul de carbonificare, care ar reprezenta procesul în cursul căruia substanțele vegetale ale turbei se transformă în absența mai mult sau mai puțin completă a aerului, în cărbune brun și apoi în huilă, în funcție de timp, temperatură și presiune.

Acest proces se caracterizează esențial printr-o îmbogățire în carbon [19].

Gruparea ternară se bazează şi pe faptul că duritul şi claritul nu sînt omogeni, în consecinţă ei pot fi consideraţi drept amestecuri ale componenţilor principali.

Se crede că fiecare din aceşti componenţi principali, ar avea o linie proprie de formare în procesul de geneză al cărbunilor [20].

Substanţa fundamentală a huilelor este vitritul, care are un rol esenţial în determinarea caracteristicilor de cocsificare. Corpurile figurate

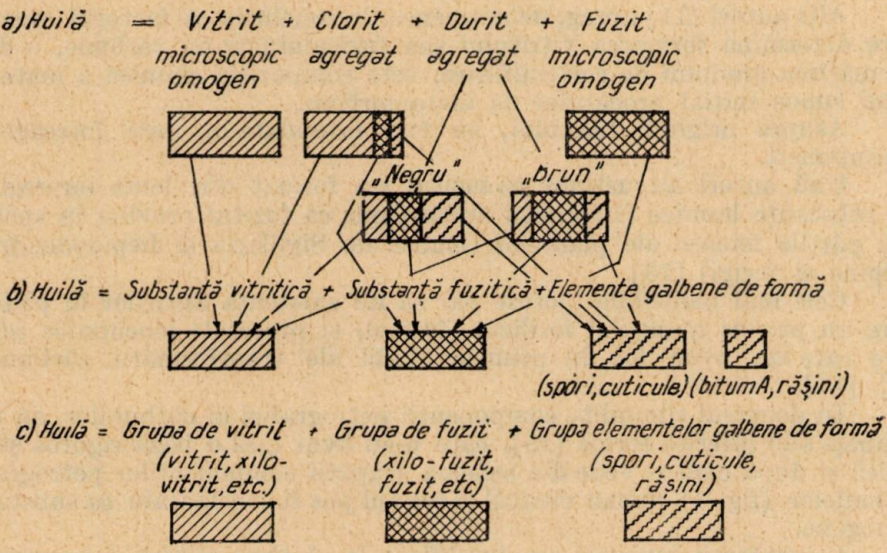


Fig. 1. — Schemele grupării componenţilor petrografici ai huilelor [1].

(spori etc.) sînt părţile mai rezistente ale plantelor, a căror metamorfozare a evoluat mai puţin în timpul procesului de formare al cărbunelui.

Fuzitul a suferit, probabil, în stadiul iniţial al formării cărbunelui, o carbonificare puternică urmată ulterior de mai puţine modificări.

Astfel, componenţii petrografici se comportă diferit în timpul procesului de metamorfozare, în funcţie de structura chimică a materialului genetic şi de condiţiile fizico-chimice din stadiul primar al formării cărbunelui.

Faptul că proprietăţile tehnologice sînt condiţionate şi de componenţii petrografici face ca o clasificare industrială a cărbunilor să fie în deplină concordanţă cu clasificarea genetică [21].

Componenţa petrografică şi gradul de carbonificare sînt două variabile dependente, care pot defini şi caracteriza cărbunele. Conţinutul de substanţe anorganice, ar constitui un al treilea factor, independent, care determină calitatea cărbunelui [22]. Componenţii petrografici prezintă şi unele diferenţe ale caracteristicilor fizico-chimice.

Astfel se prezintă, analiza tehnică și elementară a componenților petrografici ai unei huile [15].

Tabela 1

Caracteristicile componenților petrografici ai unei huile

Componentul petrografic	Gr. specifică	A%	V %	C %	H %
Vitrit	1,30	1,30	34,7	84,1	5,10
Clarit	1,28	1,84	39,0	83,7	5,45
Durit negru	1,22	2,00	53,8	84,9	6,30
Durit cenușiu	1,33	3,90	32,4	85,3	4,80
Fuzit	1,45	8,10	15,2	90,5	3,25

În general, se poate afirma că în comparație cu claritul, vitritul are un conținut de carbon mai ridicat, însă are mai puține materii volatile, datorite absenței corpurilor bituminoase [23].

Fuzitul conține mai mult carbon și mai puțin hidrogen, oxigen și azot, decît masa cărbunoasă din care s-a izolat; umiditatea și materiile volatile sînt mai reduse, iar cantitatea de cenușă mai mare [24], [25].

La analiza unui concentrat care conține 90% spori și 10% durit a fost obținută următoarea compoziție elementară: C = 80,6%; H = = 7,6%; N = 1,0%; O = 9,4%; S = 1,4%.

Concentratul a avut 76,6% materii volatile [26].

Amestecurile componenților petrografici ai cărbunilor, nu se comportă la carbonizare, ca media părților componente ci într-un mod diferit, datorită schimbărilor fizico-chimice.

Veselovschi [27] introduce denumirea de antracoide, care ar reprezenta masa de bază a huilelor. Cel mai pur antracoid, este considerat vitritul cocsificabil neoxidat.

Din punct de vedere structural, antracoidele constau din macromolecule care nu au funcții acide.

Fuzitul, antraciții și cocsurile sînt considerate de același autor, ca alcătuite în special din carboide, care se caracterizează prin gradul foarte înalt al condensării structurii moleculare, deci conținut mare de carbon, insolubilitate, puține materii volatile, luciu negru și mare opacitate.

Se consideră că huilele sînt constituite dintr-o masă de bază — antracoidele — care mai pot conține bitumene, carboide și kerogen; în huilele oxidate pot exista chiar substanțe humice, dar acestea nu sînt caracteristice huilelor.

★

S-a încercat să se realizeze separări ale componenților petrografici, cu ajutorul pensetei sub microscop, prin măcinare selectivă și în special prin separarea în lichide grele.

Metoda fracționării gravimetrice, ca mijloc de separare al unor grupe de componenți din cărbuni, se bazează pe existența corelațiilor între proprietățile fizice, petrografice și geneza huilelor [28].

Această metodă a fost aplicată de o serie de cercetători [18], [28], [29], [30], [31], [32].

Lange [29] separă cărbune măcinat sub dimensiunea de 0,25 mm în amestecuri de tetraclorură de carbon și xilen la diferite densități, susținînd că diferențierea fracțiunilor obținute constă nu numai în cenușă și materii volatile, ci în special în însușirile de cocsificare.

Studemund [30] găsește că la densități peste 1,6 se separă șist, de la 1,5—1,6, o fracțiune intermediară de la 1,4—1,5 fuzit de la 1,3—1,4 durit și sub densitatea de 1,3 vitrit.

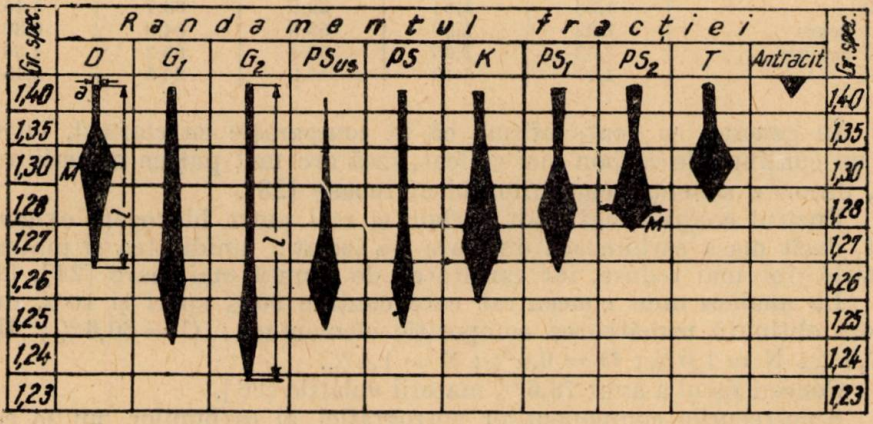


Fig. 2. — Fracționarea huilelor cu ajutorul lichidelor grele [28].

Se admite în mod curent, pe baza unei mari serii de cercetări, că seria cărbunilor turbă-lignit-cărbune brun-huilă-antracit, este continuă, în sensul măririi progresive a transformării substanței vegetale primare.

Vitritul, care constituie masa fundamentală a majorității huilelor, este deci constituentul cel mai potrivit pentru studiul procesului de carbonificare, cu atît mai mult cu cît el suferă schimbări sensibile o dată cu mărirea gradului de carbonificare.

Ammosov [28] cu ajutorul metodei de fracționare gravimetrică, stabilește un grafic al diferențierii pe această cale, a huilelor, folosind un mod propriu de reprezentare a rezultatelor obținute.

Astfel, fiecare tip de huilă, se caracterizează prin lungimea gamei de separare și prin cantitatea maximă depusă la o anumită densitate.

Metoda aplicată pentru studiul unor huile din țara noastră a constat în fracționarea cărbunilor măcinați sub granulația de 250 μ care aveau aproximativ 25—35% între 75 și 250 μ, în lichide organice cu greutăți specifice diferite și ușor miscibile cu masa cărbunelui. Fracțiunile obținute au fost apoi caracterizate prin metodele curente de analiză.

Această metodă diferă de o spălare obișnuită a cărbunelui, întrucît realizează o fracționare mult mai fină, putîndu-se separa de exemplu diferite fracțiuni de vitrit, care cu ajutorul microscopului calcografic nu se pot diferenția decît cu greutate sau chiar de loc. Pe măsură ce crește gradul

de evoluție, adică gradul de maturizare al cărbunelui, acesta se reflectă în distribuția materialului obținut, prin fracționare în lichide organice, atît de-a lungul fracțiunilor cît și în constituția lor.

Determinările gravimetrice sînt dependente de granulația cărbunilor, compoziția petrografică, felul și diseminarea substanțelor minerale, reflectînd atît stadiul de metamorfozare cît și caracterul chimic al mediului genetic.

Pentru realizarea fracționării gravimetrice, proba de cărbune uscată la aer, în cantitate de 300 g a fost separată în amestecuri de tetraclorură de carbon ($d = 1,59$) și benzen ($d = 0,87$) cu următoarele densități: 1,40—1,35—1,30—1,28—1,27—1,26.

Determinările au fost efectuate de la densitățile mari spre cele mici. Fracțiunea care plutește este impurificată puternic cu fracțiuni mai grele după o singură separare și de aceea au fost necesare fracționări repetate.

Fracțiunea depusă este mult mai curată, fiind însoțită numai de mici cantități de fracțiuni mai ușoare, provenite probabil prin antrenare mecanică.

Pentru accelerarea depunerii particulelor de cărbune în suspensie și purificarea fracțiunilor obținute a fost folosită o supercentrifugă de laborator, la turații de 20 000—25 000 ture pe minut, producîndu-se o accelerație care depășește de 10 000—15 000 ori pe cea a gravitației.

După depuneri repetate, fracțiunile cu greutate specifică mai mare decît cea a lichidului folosit ca mediu de separare, au fost uscate la aer și apoi la 70—75°C în etuvă, pînă la greutate constantă. În timpul separării, desigur că are loc și o solubilizare a unor componenți din cărbuni (ceruri, rășini) însă numai pînă la 0,1% ceea ce nu influențează comportarea ulterioară a fracțiunilor separate.

Considerînd că la granulația indicată, separarea gravimetrică cu lichide organice nu reprezintă doar o fracționare imprimată de substanța anorganică conținută în cărbune, ci o fracționare dependentă în special de structura deosebită a masei organice, scoasă astfel în evidență de greutatea specifică respectivă, s-a folosit această metodă pentru a studia proba medie a cărbunilor de la minele Petrila, Uricani, Lupeni, Secul, Anina și Doman.

Pentru caracterizarea fracțiunilor obținute, au fost determinate materiile volatile exprimate la masa combustibilă, conținutul de carbon și hidrogen și indicii de umflare.

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Petrila, are loc pe un interval de greutăți specifice relativ redus, prezentînd maximul depunerii cărbunelui între greutățile specifice 1,35—1,30. Cantitatea de cărbune depusă la greutatea specifică 1,4 și 1,35 este foarte redusă.

Din tabela 2, se observă că materiile volatile, care la cărbunele Petrila inițial au valoarea 43,43%, variază în clasele separate, de la 42,28% la 49,64%.

Este interesant de remarcat faptul că valoarea minimă a materiilor volatile este prezentată de fracțiunea medie 1,35—1,30 în timp ce fracțiunile superioare cît și cele inferioare prezintă valori mai ridicate.

Conținutul de carbon și cel de hidrogen, cresc continuu, de la fracțiunea separată la greutatea specifică cea mai ridicată către fracțiunea separată la greutatea specifică cea mai joasă. Indicii de umflare sînt foarte asemănători.

Tabela 2

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Petrila

Greutatea specifică a lichidului	Randamentul fracțiunii		W^a %	A^a %	V^{mc} %	Analiza elementară			Indice de umflare
	%	$\%^{mc}$				C^{mc} %	H^{mc} %	O_2+N_2+S prin dif. %	
>1,4	5,40	4,00	2,25	29,00	47,07*)	70,40	4,76	24,84	1
1,40—1,35	2,60	2,45	2,93	8,62	45,76	76,54	5,05	18,41	1
1,35—1,30	56,30	57,15	3,05	1,90	42,28	77,42	5,26	17,32	1
1,30—1,28	29,95	30,50	2,90	1,67	44,96	78,77	5,40	15,83	1
<1,28	5,75	5,90	2,30	1,22	49,64	78,92	5,48	15,60	1
Cărbune Petrila	—	—	4,34	3,28	43,43	76,85	5,31	17,84	1

*) Valoarea materiilor volatile este prea ridicată, aceasta datorîndu-se probabil descompunerii substanțelor minerale. (aceeași explicație și la tabelele 3, 4, 5, 6 și 7).

Fig. 3. — Indicii de umflare ai fracțiunilor separate din cărbunii de Petrila : *a*) cărbunele inițial ; *1* — fracțiunea > 1,4 ; *2* — fracțiunea 1,40—1,35 ; *3* — fracțiunea 1,35—1,30 ; *4* — fracțiunea 1,30—1,28 ; *5* — fracțiunea < 1,28.

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Uricani are loc pe o gamă mai largă de greutăți specifice, de la 1,4 pînă la 1,26 (tabela 3).

Fracțiunile separate nu prezintă din punct de vedere cantitativ, diferențe accentuate. Cantitatea maximă depusă (25,60%) este situată între 1,30—1,28 greutate specifică.

Materiile volatile la cărbunele inițial 42,71% variază în clasele separate, de la 42,75 la 47,72%.

Indicii de umflare au mici variații de la la 1—2 față $1^1/_2$ cît a avut cărbunele inițial. Variația indicelui de umflare este destul de redusă la fel ca și diferențele între conținutul de carbon și hidrogen al diferitelor fracțiuni, așa încît se poate vorbi de o oarecare uniformitate a caracteristicilor huilei de gaz de la Uricani. Huila de gaz Lupeni (tabela 4) se comportă la separarea gravimetrică, în mod total diferit de cea de la Uricani.

Astfel, fracțiunea maximă depusă se găsește între 1,27—1,26 greutate specifică și reprezintă 33,30% din proba totală supusă separării.

Între densitățile 1,28—1,26 huila de Lupeni se depune în proporție de aproape 60%, în timp ce huila de Uricani în același interval prezintă un randament al fracțiunii depuse de aproximativ 35%.

Este interesant de semnalat, faptul că prin folosirea acestei metode de separare, se pot obține fracțiuni de cărbune cu cenușă foarte redusă, de ordinul a 1%, care reprezintă o valoare sub cea admisă pînă în prezent, pentru cenușa considerată inerentă.

Tabela 3

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Uricani

Greutatea specifică a lichidului	Randamentul fracțiunii		W^a %	A^a %	V^{mc} %	Analiza elementară			Indice de umflare
	%	$\%^{mc}$				C^{mc} %	H^{mc} %	O_2+N_2+S prin dif. %	
>1,40	11,10	8,22	1,16	30,52	47,95*)	72,28	5,39	22,33	1
1,40—1,35	8,00	7,60	2,15	10,23	45,01	78,38	5,48	16,14	1½
1,35—1,30	14,40	14,40	1,90	5,87	42,75	78,90	5,52	15,58	2
1,30—1,28	25,60	26,25	1,04	2,98	42,89	79,52	5,60	14,88	2
1,28—1,27	19,70	20,74	1,30	1,63	43,07	79,65	5,75	14,60	2
1,27—1,26	14,10	14,85	1,35	1,55	44,71	79,72	5,94	14,34	2
<1,26	7,10	7,54	0,72	1,41	47,72	79,79	6,03	14,18	2
Cărbune Uricani	—	—	1,97	6,05	42,71	79,48	5,62	14,90	1½

a

b

Fig. 4 *a*, *b*. — Indicii de umflare ai fracțiunilor separate din huila de gaz Uricani : a — cărbunele inițial ; *1* — fracțiunea >1,4 ; *2* — fracțiunea 1,40—1,35 ; *3* — fracțiunea 1,35—1,30 ; *4* — fracțiunea 1,30—1,28 ; *5* — fracțiunea 1,28 — 1,27 ; *6* — fracțiunea 1,27 — 1,26 ; *7* — fracțiunea <1,26.

Materiile volatile la cărbunele inițial au fost de 42,96%, iar în clasele separate variază de la 43,47 la 50,21%.

Cei 6 cărbuni studiați, fac parte din două bazine carbonifere diferite : Petrila, Uricani și Lupeni aparțin bazinului Valea Jiului iar Secul, Anina și Doman, bazinului carbonifer din Banat.

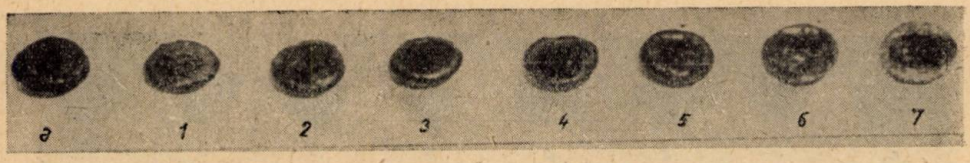
Conținutul de sulf al cărbunilor din aceste două bazine fiind diferit (valea Jiului circa 3%, Banat sub 1%) s-a căutat informativ numai să se vadă dacă prin folosirea acestei metode fine de separare, nu se produce o concentrare a sulfului în anumite fracțiuni.

Tabela 4

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Lupeni

Greutatea specifică a lichidului	Randamentul fracțiunii		W^a %	A^a %	V^{mc} %	St^{anh} %	Analiza elementară			Indice de umflare
	%	$\%^{mc}$					C^{mc} %	H^{mc} %	O_2+N_2+S prin dif. %	
>1,40	10,60	7,50	0,76	33,95	48,53*)	13,72	68,27	4,88	26,85	1½
1,40—1,35	2,90	2,70	1,20	13,34	43,47	5,69	76,14	5,46	18,40	2
1,25—1,30	9,10	9,04	1,57	6,76	45,79	3,23	77,35	5,49	17,16	2
1,30—1,28	9,30	9,55	1,50	3,75	47,05	2,16	79,88	5,44	14,68	2
1,28—1,27	26,30	27,28	1,91	2,37	48,10	1,76	80,02	5,59	14,39	2
1,27—1,26	33,30	34,97	1,74	1,43	49,12	1,52	80,30	5,62	14,08	2½
<1,26	8,50	8,96	1,55	1,14	50,21	1,50	80,94	5,81	13,25	3
Cărbune Lupeni	—	—	1,50	5,81	42,96	3,13	79,58	5,52	14,90	2

a



b

Fig. 5 *a, b.* — Indicii de umflare ai fracțiunilor separate din huila de gaz Lupeni : a—cărbunele inițial ; *1* — fracțiunea > 1,4 ; *2* — fracțiunea 1,40—1,35 ; *3* — fracțiunea 1,35—1,30 ; *4* — fracțiunea 1,30—1,28 ; *5* — fracțiunea 1,28—1,27 ; *6* — fracțiunea 1,27—1,26 ; *7* — fracțiunea <1,26.

Pentru aceasta, au fost determinate conținuturile de sulf total al fracțiunilor obținute dintr-un cărbune reprezentativ al fiecărui bazin amintit (Lupeni, Secul). Rezultatele obținute la huila de Lupeni par a fi deosebit de interesante.

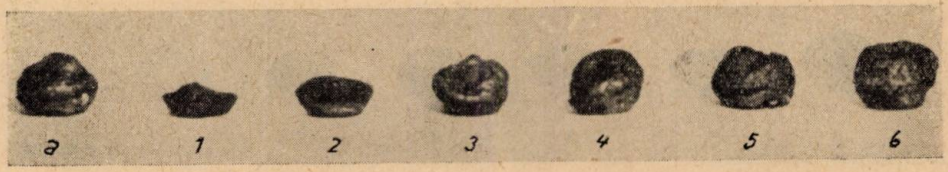
Cărbunele inițial a avut 3,14% sulf total raportat la cărbunele anhidru ; în fracțiunile obținute, cantitatea de sulf total a variat de la 13,72% în fracțiunea depusă la greutatea specifică 1,4 la 1,50% în fracțiunile

1,27—1,26 și < 1,26, aceste fracțiuni reprezentînd 44% din masa combustibilă a cărbunelui. Această variație a procentului de sulf total se datorește aproape exclusiv, concentrării piritei în fracțiunile grele. Acest fapt deschide perspective promițătoare după părerea noastră, metodei de

Tabela 5

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Secul

Greutatea specifică a lichidului	Randamentul fracțiunii		W^a %	A^a %	V^{cm} %	St^{anh} %	Analiza elementară			Indice de umflare
	%	$\%^{mc}$					C^{mc} %	H^{mc} %	O_2+N_2+S prin dif. %	
>1,40	16,40	10,28	0,35	43,40	53,06*)	0,32	67,09	3,52	29,39	2
1,40—1,35	2,60	2,50	0,93	13,05	31,24	0,50	84,68	4,24	11,08	2½
1,35—1,30	11,80	12,15	0,71	6,82	31,45	0,98	87,55	5,05	7,40	3½
1,30—1,28	28,20	30,32	1,13	2,36	32,02	0,47	86,30	5,34	8,36	4½
1,28—1,27	37,30	40,70	0,60	1,40	32,85	0,63	85,85	5,17	8,98	5
<1,27	3,70	4,05	0,71	1,21	35,23	0,68	85,74	5,08	9,18	5½
Cărbune Secul	—	—	0,66	9,31	32,92	0,50	85,24	4,95	9,81	4½



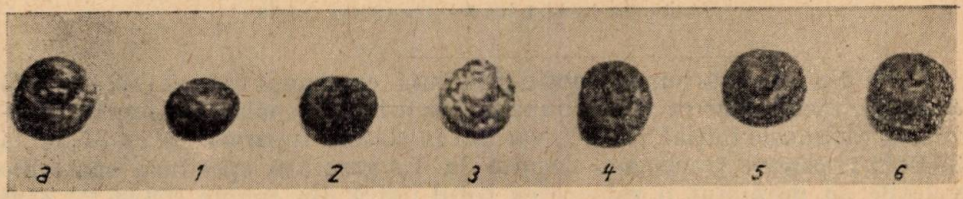


Fig. 6 *a, b* — Indicii de umflare ai fracțiunilor separate din huila grasă Secul: a — cărbunele inițial; *1* — fracțiunea > 1,4; *2* — fracțiunea 1,40—1,35; *3* — fracțiunea 1,35—1,30; *4* — fracțiunea 1,30—1,28; *5* — fracțiunea 1,28—1,27; *6* — fracțiunea < 1,27.

spălare centrifugală în lichide grele a huilelor, aplicată cu succes pe scară experimentală cărbunilor din bazinul Donețk, de L. M. Sopojnikov [33].

Conținutul de carbon și hidrogen se mărește pe măsura micșorării greutății specifice de separare; variația procentului de carbon este destul de însemnată. Indicii de umflare prezintă valori între $1^1/_2$—3, pentru frac-

țiunile separate, față de 2 care reprezintă valoarea indicelui de umflare al cărbunelui inițial. Indicele de umflare crește progresiv de la concentratele separate la greutăți specifice mari, spre cele mici.

Huila grasă Secul (tabela 5) prezintă fracțiunea maximă depusă (37,30%) între greutățile specifice 1,28—1,27.

Tabela 6

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Anina

Greutatea specifică a lichidului	Randamentul fracțiunii		W^a %	A^a %	V^{mc} %	Analiza elementară			Indice de umflare
	%	$\%^{mc}$				C^{mc} %	H^{mc} %	O_2+N_2+S prin dif. %	
>1,40	26,90	19,26	1,73	36,60	37,32*)	84,10	4,25	11,65	1 ½
1,40—1,35	14,80	15,52	2,12	7,54	28,21	84,50	4,48	11,02	1 ½
1,35—1,30	19,70	21,67	2,07	3,21	30,82	84,52	4,58	10,90	1 ½
1,30—1,28	25,30	28,45	1,96	1,20	33,16	84,30	4,82	10,88	2
<1,28	13,30	15,10	1,74	0,41	35,78	84,48	4,92	10,60	2 ½
Cărbune Anina	—	—	1,91	12,25	29,96	84,36	4,65	10,99	2

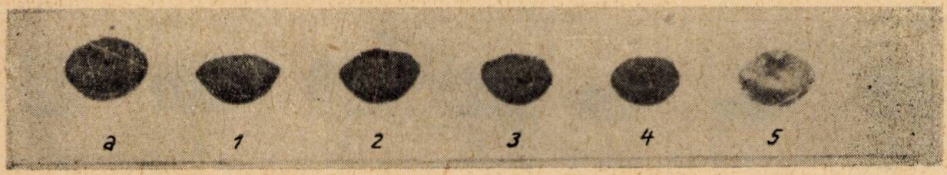


Fig. 7. — Indicii de umflare ai fracțiunilor separate din huila de cocs Anina: a — cărbunele inițial: *1* — fracțiunea > 1,4; *2* — fracțiunea 1,40—1,35; *3* — fracțiunea 1,35 — 1,30; *4* — fracțiunea 1,30—1,28; *5* — fracțiunea < 1,28.

Și din acest cărbune se obțin fracțiuni cu cenușă redusă (1,2—1,5%) deși este recunoscut ca un cărbune foarte dificil la spălare. Materiile volatile, la cărbunele inițial 32,92% variază în clasele separate de la 31,24 la 35,23%; pentru fracțiunea depusă la 1,4 greutate specifică, materiile volatile au prezentat o valoare cu totul ieșită din comun (53,06%) care împreună cu conținutul de carbon (67,09%) și hidrogen (3,52%) indică descompunerea substanțelor minerale (A^a 43,40%) și deci influențarea indirectă a rezultatelor obținute, sau mai puțin probabil, un concentrat cu puțin carbon și deci multe materii volatile. Sulful total prezintă variații neregulate în diferitele clase gravimetrice. Este de remarcat totuși conținutul ridicat de sulf (0,98%) al clasei gravimetrice 1,35—1,30, față de cel al cărbunelui inițial (0,50%).

Conținutul de carbon prezintă de asemenea particularități față de cărbunii anteriori; pe măsura micșorării greutății specifice, conținutul de carbon crește pînă la fracțiunea 1,35—1,30 unde atinge maximum (87,55%) scăzînd apoi pînă la 85,74% la fracțiunea cea mai ușoară în timp

ce cărbunele inițial conține 85,24% carbon raportat la masa combustibilă. Conținutul de hidrogen este maxim la fracțiunea 1,30—1,28.

Indicii de umflare, variază de la 2 la 5 $^1/_2$ față de $4^1/_2$ cît avea cărbunele inițial.

Tabela 7

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Doman

Greutatea specifică a lichidului	Randamentul fracțiunii		W^a %	A^a %	V^{mc} %	Analiza elementară			Indice de umflare
	%	$\%^{mc}$				C^{mc} %	H^{mc} %	O_2+N_2+S prin dif. %	
>1,40	3,25	2,36	0,44	29,36	22,72*)	84,84	3,59	9,57	½
1,40—1,33	13,60	13,50	0,96	2,82	15,49	88,36	3,78	7,86	½
1,35—1,30	82,50	83,48	1,14	0,81	16,46	89,83	4,14	6,03	1
<1,30	0,65	0,66	—	—	—	—	—	—	—
Cărbune Doman	—	—	0,82	1,91	15,35	89,22	4,07	6,71	1

Fig. 8. — Indicii de umflare ai fracțiunilor separate din huila slabă Doman : a — cărbunele inițial ; *1* — fracțiunea > 1,4 ; *2* — fracțiunea 1,40—1,35 ; *3* — fracțiunea 1,35—1,30.

Huila de la Anina (tabela 6) prezintă un grafic de separare gravimetrică omogen, cu diferențe destul de mici între cantitățile diferitelor fracțiuni. Fracțiunea maximă depusă se află în intervalul 1,30—1,28, greutate specifică și reprezintă 25,30% din fracțiunea inițială.

Fracțiunea cea mai ușoară (greutate specifică <1,28) reprezentînd 13,30% din cărbunele supus separării are un conținut de cenușă de numai 0,41% față de 12,24% cît avea cărbunele inițial.

Materiile volatile variază de la 28,21% la 35, 78% față de cele 29,96% ale cărbunelui neseparat.

Conținutul de carbon rămîne aproape constant, în timp ce conținutul de hidrogen se mărește ușor de la 4,25 % la 4,92% pe măsura micșorării greutății specifice.

Indicii de umflare ai fracțiunilor separate variază între $1^1/_2$—$2^1/_2$ față de 2, valoarea indicelui de umflare pentru cărbunele din mina Anina.

Separarea gravimetrică a cărbunelui din mina Doman (tabela 7) are loc pe o gamă de greutăți specifice foarte redusă; fracțiunea maximă depusă, se găsește în intervalul de greutate specifică 1,35—1,30, reprezentînd 82,50% din proba de cărbune supusă separării gravimetrice.

Materiile volatile la cărbunele inițial reprezintă 15,35% și variază în clasele separate de la 15,49 la 16,46%.

Conținutul de carbon crește de la fracțiunea grea spre cea mai ușoară; de asemenea conținutul de hidrogen.

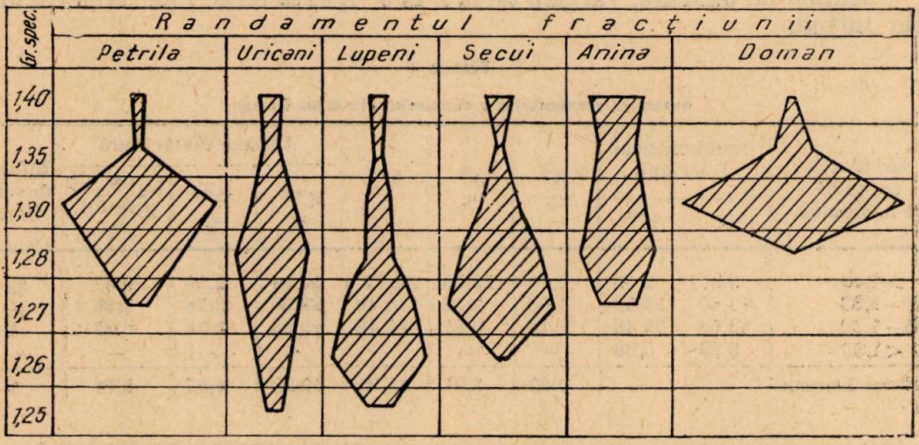


Fig. 9.— Graficul separării gravimetrice a unor huile romînești (raportat la cărbunele inițial).

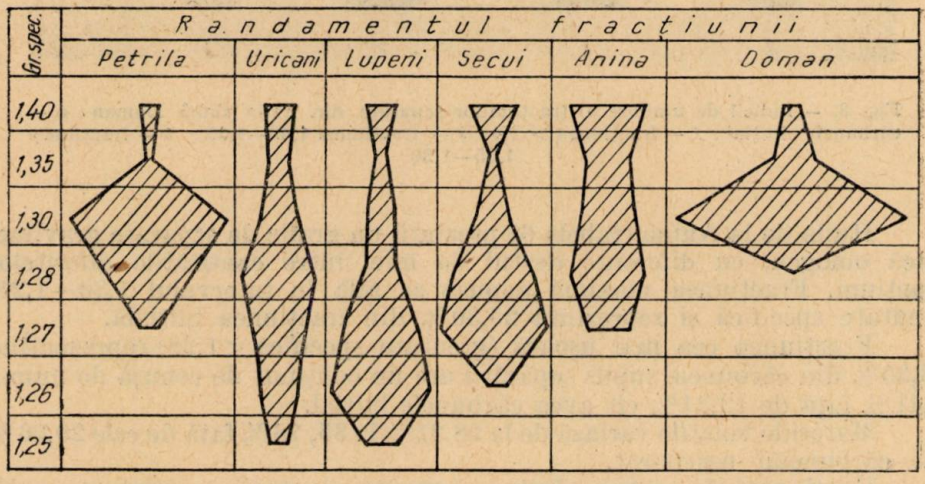


Fig. 10. — Graficul separării gravimetrice a unor huile romînești (raportat la masa combustibilă).

Indicii de umflare pentru fracțiunile >1,40 și 1,40—1,35 au valoarea $^1/_2$, iar pentru fracțiunea 1,35—1,30 valoarea 1 ca și cărbunele supus separării.

Pentru fracțiunea mai ușoară decît greutatea specifică 1,30 nu s-au putut determina caracteristicile sale, întrucît reprezintă o cantitate insuficientă pentru analiză.

În figurile 9 și 10 sînt reprezentate grafic rezultatele separărilor gravimetrice ale huilelor, cercetate; în figura 9 rezultatele sînt raportate la

cărbunele ca atare iar în figura 10, rezultatele sînt raportate la masa combustibilă în special pentru eliminarea influenței cenușei, în probele separate la greutăți specifice ridicate.

În dreptul cifrelor care reprezintă greutatea specifică a lichidelor în care are loc separarea gravimetrică a cărbunilor, este reprezentată, grafic la scară, cantitatea fracțiunilor depuse.

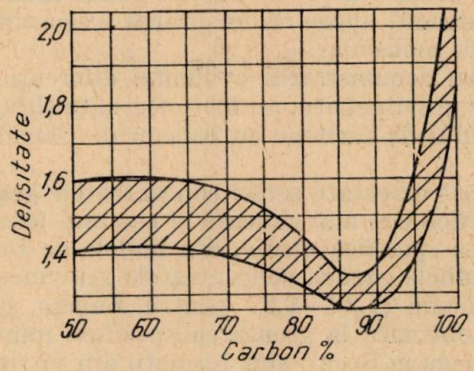


Fig. 11. — Relația între densitate și conținutul de C al cărbunelui [34].

Din compararea graficelor rezultate prin determinările gravimetrice se observă lungimea redusă a gamei de separare a cărbunilor de la Petrila, mărirea ei în cazul cărbunilor de Uricani și Lupeni unde atinge valoarea maximă și apoi descreșterea treptată pînă la huila de la Doman, care prezintă gama de separare cea mai redusă.

Fiecare huilă cercetată arată un maximum caracteristic de separare, care la huilele tinere cu flacără lungă (Petrila) este la greutatea specifică 1,30 la huilele de gaz Uricani și Lupeni la greutatea specifică 1,28 respectiv 1,26; huila de gaz Lupeni reprezintă un punct de inflexiune, căci huilele de Secul, Anina și Doman au fracțiunea maximă depusă la greutățile specifice 1,27, 1,28 respectiv 1,30. Depunerea unor fracțiuni mai mari din huilele cu flacără lungă la densități mai ridicate, a fost privită de Ammosov [28], ca datorită probabil porozității submicroscopice, în care pătrunde amestecul de lichide organice, mărind greutatea specifică a cărbunelui.

În concordanță cu cercetările mai recente, asupra densității reale a cărbunelui efectuate de R. E. Franklin Penrose [34] credem că putem afirma cu suficientă siguranță că depunerea unor fracțiuni însemnate la greutăți specifice mari din huilele cu flacără lungă se datorește variației densității cu conținutul de carbon al cărbunelui, care prezintă un minimum între 80—90% carbon. Se crede că intervalul acesta de densitate minimă al cărbunilor, marchează o schimbare însemnată în modul lor de maturizare, privind în special fracțiunile depuse la greutăți specifice mici. Intervalul de minimă densitate, poate fi corelat și de următoarele caracteristici, specifice huilelor cu 80—90 %C:

1. Însușiri de umflare maxime, în timpul carbonizării;
2. Producerea cocsurilor celor mai rezistente;
3. Friabilitate maximă.

Densitatea reală a cărbunelui , fiind legată de gradul de carbonificare subîmpărțit în trei grupe (turbă, cărbune brun 50—74 %C ; huile 76—89 %C ; antraciți și antraciți grafitizați 90—99 %C) presupune structuri moleculare mai mult sau mai puțin specifice, care persistă în limitele de carbonificare ale grupelor.

Astfel trecerea de la cărbune brun la huile pare a fi o tranziție progresivă ca urmare a proceselor de polimerizare în timp ce trecerea de la huile la antraciți apare ca un proces discontinuu, în care are loc un nou aranjament molecular.

Pentru demonstrarea evidentei diferențieri a masei organice a concentratelor gravimetrice, au fost efectuate șlifuri din acestea, prin aglomerarea prafului de cărbune cu balsam de Canada urmată de lustruirea suprafeței.

Au fost cercetate astfel concentratele gravimetrice obținute la greutatea specifică cea mai ridicată și cea mai joasă, ca și fracțiunea separată la greutatea specifică medie, din huilele de Lupeni și Secul.

În ambele cazuri, concentratele gravimetrice obținute la o greutate specifică medie (1,28—1,27 pentru Lupeni și 1,30—1,28 pentru Secul) ca și cele obținute la greutatea specifică minimă ($< 1{,}26$ pentru Lupeni și $< 1{,}27$ pentru Secul) sînt formate din vitrinit (în special colinit).

Totuși se observă clar din micrografii că vitrinitul din fracțiunile medii diferă de cel din fracțiunile separate la greutatea specifică minimă. Sînt deosebiri evidente între ele, în ceea ce privește capacitatea de reflecție a luminii, vitrinitul din fracțiunea cea mai ușoară avînd o capacitate de reflecție mai mare și un relief mai pronunțat.

Totodată, se observă și o diferențiere a mărimii granulelor ; în fracțiunile ușoare sînt granule mari și uniforme în timp ce în fracțiunile medii sînt granule de mărime medie, înconjurate de o sumedenie de granule mici. Diferențieri cu mult mai accentuate se observă la concentratele separate la greutăți specifice ridicate. Astfel, concentratul gravimetric $>1{,}40$ din huila de gaz Lupeni reprezintă clarit, care conține însă un vitrinit foarte puțin evoluat și cu mult steril.

Se observă, de asemenea, o mare concentrație a granulelor de pirită, în concordanță cu conținutul mare de sulf (13,72 %). Concentratul gravimetric $> 1{,}4$ din huila grasă Secul, prezintă micrinit în proporții destul de mari și vitrinit.

NEW DATA FOR THE CHARACTERIZATION OF SOME RUMANIAN BITUMINOUS COALS

I. Gravimetric separations

ABSTRACT

The gravimetric method for the separation of coals applied on some Rumanian bituminous coals has allowed to separate vitrain in different classes ; it is shown that the difference in specific gravity of the fractions

separated through the gravimetric method is due to the constitution of the organic matter contained in the coal.

The gravimetric separation appears to be a more sensitive guide than chemical analysis in the assessment of the evolution stage of coal; thus it may be stated that the metamorphism of the Lupeni bituminous coal is more advanced than that of the Uricani coal field.

The different carbon, hydrogen, volatile matter content and the swelling indexes of the separated fractions are given.

BIBLIOGRAFIE

1. Л. Л. НЕСТЕРЕНКО, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Основные представления и методы исследования химии и физико-химии углей*, Изд. АН. СССР-Москва, 1953.
2. A. WHITAKER, Journal of the Institute of Fuel, **XXVII**, 218 (1955).
3. W. FRANCIS, *Coal—its formation and composition*, Ed. Arnold, London, 1954.
4. B. IONESCU-ȘIȘEȘTI, Revista minelor, **V** (1954).
5. — Revista minelor, **VII**, 28 (1956).
6. M. T. MACKOWSKY, Brennstoff Chemie, **34**, 182 (1953).
7. K. PATTEISKY, Brennstoff Chemie, **34**, 75 (1953).
8. J. A. DULHUNTY, Fuel, **XXXIII**, 145 (1954).
9. V. J. KASATOCIKIN, *Probleme de chimizare a cărbunelui și fluidizare*. Ed. Acad. R.P.R., 1955.
10. W. PETRASCHEK, Sitzb. Osten, Akad. Wiss. Math. Naturwiss. Kl, 156, 375, ref. Fuel Abs *3795* (1949).
11. W. OVERSOHL, Brennstoff Chemie, **31**, 103 (1950).
12. E. STACH, Fuel, VI, 403 (1927); ref. Brennstoff Chemie, 9, 6 (1928).
13. TH. LANGE, Glückauf, **64**, *49* (1928).
14. C. E. MARSCHALL, Fuel, **XXXIII**, 134 (1954).
15. HUGO FREUND, *Handbuch der Mikroskopie in der Technik, II. Mikroskopie der Bodenschätze*, Teil I, *Mikroskopie der Steinkohlk, des Kokses und der Braunkohle*, Umschau Verlag Frankfurt, 1952.
16. И. А. ЖЕМЧУЖНИКОВ, *Общая геология ископаемых углей*. Изд. Углетехиздат, Москва, 1948.
17. Л. Л. НЕСТЕРЕНКО, *Труды по проблеме комплексного использования бурых углей и торфа украинской ССР*. Изд. АН Украинской ССР-Киев-1951.
18. B. ALPERN, *Industrie chimique belge — XXVII Congres de Chimie industrielle*. Bruxelles, sept. 1954.
19. * * * *Fișele Comisiei Internaționale de Petrografie a cărbunilor*, Paris, 1956.
20. Л. М. САПОЖНИКОВ, В. И. КАСАТОЧКИН, Вестник Академии Наук СССР — февраль, *21* (1954).
21. Н. Г. ТИТОВ, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Современное состояние науки в происхождении ископаемых углей*. Изд. АН СССР 1953.
22. И. А. ЖЕМЧУЖНИКОВ, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Две стадии в образовании ископаемых углей и их петрографическое выражение*. Изд. АН СССР, 1953.
23. I. D. MATEESCU, Revista Minelor, **VIII**, 209 (1957).
24. H. C. HOPKINS, S. W. PAIER, Brennstoff Chemie, **7**, 142 (1926).
25. A. E. BEET, Fuel, **III**, 390 (1924); ref. Brennstoff Chemie **6**, 9 (1925).
26. G. C. SPRUNK, W. A. SELVIG, W. H. ODE, Fuel Sci Pract, 17 (1938); ref. Brennstoff Chemie, **19**, 387 (1938).
27. В. С. ВЕСЕЛОВСКИЙ, *Химическая природа горючих ископаемых*, Изд. Акад. Наук СССР, Москва, 1955.

28. И. И. Аммосов, *Химия и генезис твердых горючих ископаемых. Разделение в тяжелых жидкостях, как метод характеристики ископаемых углей.* Изд. АН. СССР, Москва, 1953.
29. Th. Lange, Zeitschr. Oberschl. Berg- u. Huttennmann. Ver., **67**, 206, 281 (1928); ref. Brennstoff Chemie, **9**, 268 (1928).
30. W. Studemund, Öl und Kohle, **38**, 325 (1942).
31. L. Horton, Fuel, **XXXI**, 341 (1952).
32. G. A. Monnat, A. Ladam, C. R. Acad. Sci. Paris, *241* (1955).
33. Л. М. Сапожников, А. З. Журовский, *Новая техника коксования и обогащения углей.* Изд. АН СССР, Москва, 1956.
34. J. A. Dulhumty, R. E. Penrose, Fuel, **XXX**, 109 (1951).

Fig. 12. — Concentratul gravimetric > 1,4 din huila de gaz Lupeni (× 100).

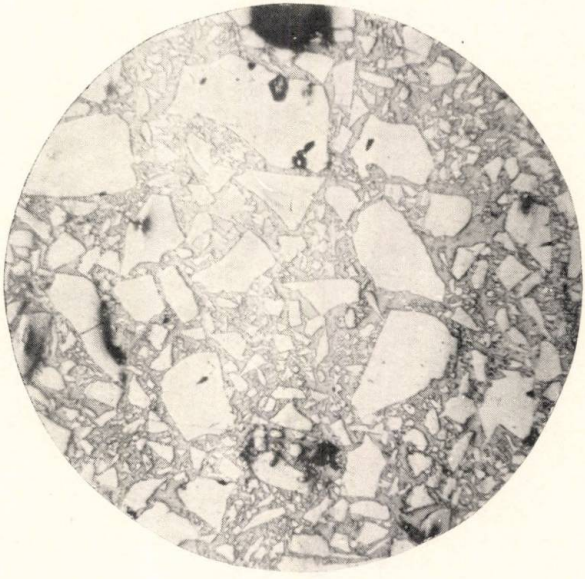


Fig. 13. — Concentratul gravimetric 1,28—1,27 din huila de gaz Lupeni (×100).

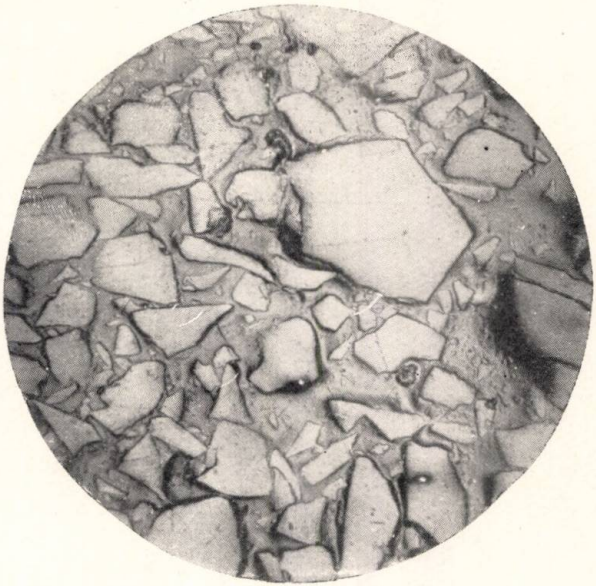


Fig. 14. — Concentratul gravimetric < 1,26 din huila de gaz Lupeni (×100).

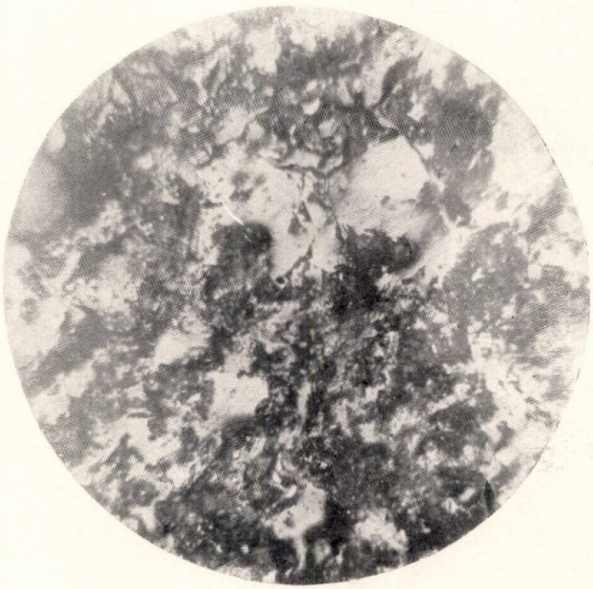


Fig. 15. — Concentratul gravimetric > 1,4 din huila grasă Secul (×100).

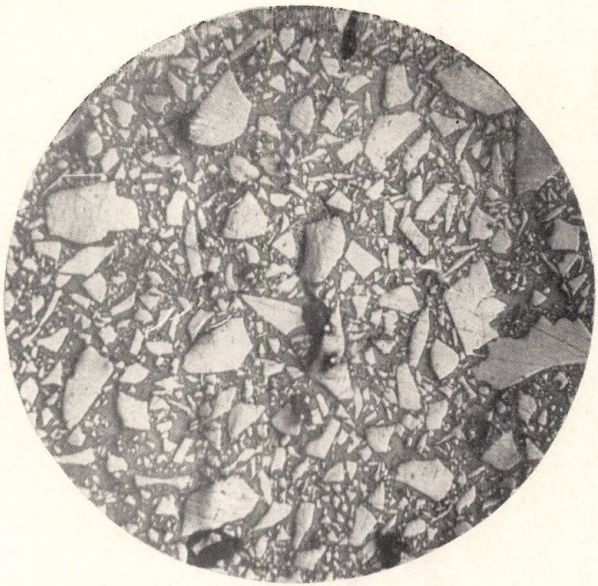


Fig. 16. — Concentratul gravimetric 1,30—1,28 din huila grasă Secul (×100).

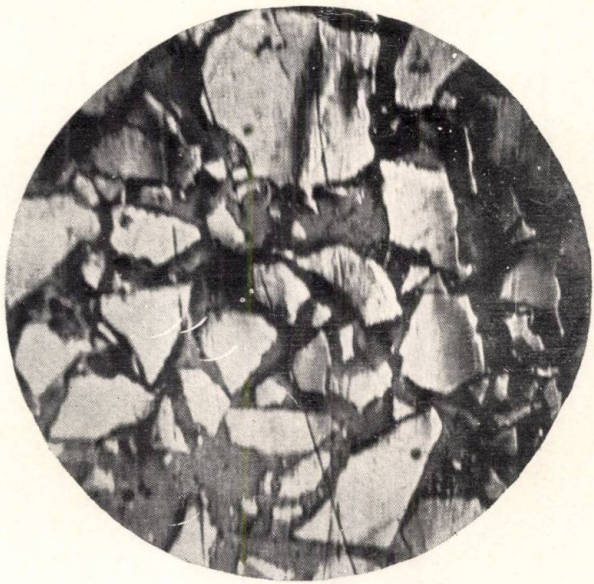


Fig. 17. — Concentratul gravimetric < 1,27 din huila grasă Secul (×100).

COCS BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC*)

VII. Studiul influenței granulației măruntului de cocs asupra calității cocsului brichete

DE

I. NISTOR, FL. ȘTEFĂNESCU și V. TĂZLĂUANU

662.74

În procesul de obținere a cocsului brichete prin tratament termochimic, calitatea brichetelor crude prezintă o deosebită importanță, rezistența mecanică a cocsului fiind strîns legată de cea a brichetelor inițiale. Din această cauză s-a urmărit obținerea unor brichete rezistente din punct de vedere mecanic, cu un consum minim de liant, deoarece consumul exagerat de liant duce la mărirea nedorită a procentului de materii volatile al cocsului brichete.

Rezistența mecanică a brichetelor și cantitatea de liant necesară, sînt legate de compoziția granulometrică a materialului supus brichetării. Teoretic, compoziția granulometrică optimă este cea care corespunde greutății volumetrice maxime, respectiv spațiilor libere minime; în acest caz grosimea filmului de liant care acoperă fiecare granulă este foarte mică, corespunzînd unui consum minim de bitum de brichetare [1], [2].

În vederea îmbunătățirii calității cocsului brichete obținut prin tratament termochimic, s-au efectuat o serie de cercetări de laborator pentru stabilirea compoziției granulometrice optime a măruntului de cocs supus brichetării. S-a urmărit stabilirea limitei maxime a granulației, ca și compoziția granulometrică optimă în acest interval, pentru evitarea spațiilor libere care, pe lîngă că presupun un consum de liant suplimentar, înrăutățesc calitatea brichetelor, alcătuind probabil puncte de minimă rezistență.

*) Lucrarea a fost susținută în ședința de secție a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în ziua de 30 martie 1962.

S-a urmărit, de asemenea, şi influenţa modului de obţinere a măruntului de cocs asupra calităţii cocsului brichete. În acest scop, s-a utilizat mărunt de cocs obţinut în diverse variante [3] şi anume:

— mărunt de cocs rezultat la fabricarea cocsului clasic (Reşiţa);

— mărunt de cocs provenit prin degazarea cărbunilor PALV (711) în cuptoare verticale;

— mărunt de cocs obţinut în cuptoare de fluidizare *) din cărbuni PALV (711). Încercările efectuate cu acest mărunt de cocs sînt în curs şi vor constitui obiectul unui alt articol.

1. MATERIA PRIMĂ, MODUL DE LUCRU

În tabela 1 se prezintă analiza tehnică a celor 3 sorturi de mărunt de cocs.

Tabela 1

Caracteristicile cocsului mărunt

Nr. crt.	Sortul de cocs	Analiza tehnică			
		W^a%	A^a%	V^a%	St%
1	Mărunt de cocs clasic	0,41	12,89	2,05	1,18
2	Mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale	1,87	15,59	2,14	2,20
3	Mărunt de cocs fabricat prin fluidizare	2,29	17.98	2,17	2,30

Ca liant, s-a utilizat bitum Teleajen (Tn) — semigudron obţinut prin desasfaltarea cu propan lichid — ale cărui caracteristici sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Caracteristicile bitumului

Proba	Punct de înmuiere I.B.°C	Materii volatile %	Umiditate %	Indice Conradson %	Punct de inflamab. Marcusson °C	Analiza elementară		Putere calorifică Q_s k cal/kg
						C%	H%	
Tn	60	85,65	0,1	21,3	338	87,5	9,55	10.220

Condiţiile de lucru au fost similare celor în care s-a lucrat în cercetările anterioare [7] şi anume: brichetele de formă cilindrică, cu Ø = 40 mm şi greutate 50 g, obţinute la presiune de 330 kg/cm² şi la o temperatură de 100—120°C au fost supuse oxidării cu gaze arse avînd un conţinut de circa 18% oxigen, la o temperatură de 265°C şi o durată de 4 ore, după care au fost răcite cu apă.

*) Cocsul de fluidizare a fost produs de ICEM sub conducerea ing. D. Ionescu.

Pentru toate sorturile de cocs s-au preparat mai multe probe cu granulații diferite, obținute prin măcinare în morile de laborator. Unele probe au fost obținute prin adaosuri de clase granulometrice 0,75—2,5 mm; acestea au deci o compoziție granulometrică ce nu se poate regăsi în instalațiile de măcinare, dar care se poate regăsi în cazuri speciale, ca de exemplu măruntul de cocs rezultat la obținerea cocsului clasic sau după procedeul ICEM.

În funcție de porozitatea materiei prime și de suprafața specifică pe clase granulometrice, s-a lucrat cu următoarele procente de liant:

— pentru măruntul de cocs Reșița 10—13% pentru granulații mici și 9—12% pentru granulațiile mai mari;

— pentru măruntul de cocs PALV obținut în cuptoare verticale 11—13%.

Aprecierea calității cocsului brichete obținut, s-a făcut prin determinarea rezistenței mecanice la toba Nedelmann (cu turația de 700 rot/min) atît a brichetelor oxidate cît și a celor degazate ulterior la 950°C, timp de 40 minute (pentru determinarea rezistenței termice a cocsului brichete).

2. EXPERIMENTĂRI CU MĂRUNT DE COCS CLASIC (REȘIȚA)

Analiza granulometrică a celor 15 probe cu care s-a lucrat în aceste încercări este redată în tabela 3, probele fiind inserate în ordinea crescîndă a granulației maxime. În figura 1, sînt prezentate curbele granulometrice ale probelor reprezentative din tabela 3.

Tabela 3

Analiza granulometrică a probelor de mărunt de cocs clasic—Reșița

Nr. de probă	0—0,25 mm	0,25—0,5 mm	0,5—0,75 mm	0,75—1,0 mm	1,0—1,5 mm	,5—2,0 mm	2,0—2,5 mm	>2,5 mm	0—1,0 mm	0,0—2,0 mm	>2,0 mm
I	100								100		
II	79,9	20,1							100		
III	51,3	48,7							100		
IV	41,9	34,2	23,9						100		
V	33,3	29,3	22,0	15,4					100		
VI	23,2	30,6	12,6	16,8	16,8				83,2	100	
VII	21,5	27,3	12,2	14,0	15,0	10,0			65,0	100	
VIII	22,2	26,8	14,8	13,4	14,0	6,5	2,3		77,2	97,7	2,3
IX	20,5	24,5	14,8	13,5	15,7	6,7	1,9	2,4	73,3	95,7	4,3
X	19,0	19,1	14,0	12,3	13,7	6,6	2,5	12,8	64,4	84,7	15,3
XI	16,0	21,2	12,7	11,7	13,3	5,9	2,1	17,1	61,6	80,8	19,2
XII	23,7	17,2	10,8	11,7	12,8	7,5	3,7	12,6	63,4	83,7	16,3
XIII	16,7	17,3	10,4	11,2	12,4	8,1	4,4	19,5	55,6	76,1	23,9
XIV	22,1	2,6	5,3	11,2	11,7	11,4	20,6	15,1	41,2	64,3	35,7
XV	16,0	19,5	9,4	11,4	10,6	5,8	2,3	25,0	56,3	72,7	27,3

În tabelele 4—5 și în figurile 2—3 sînt prezentate rezultatele obținute, care arată următoarele:

— rezistența mecanică a brichetelor oxidate nu variază sensibil cu modificarea granulației în limitele granulometrice în care s-au efectuat

cele 15 probe; la brichetele degazate, se constată o scădere a rezistenţei odată cu mărirea granulaţiei maxime şi a procentului claselor mai mari. Această micşorare a rezistenţei s-ar putea explica în felul următor: adăugarea unui procent ridicat al claselor granulometrice mari, conduce la micşorarea suprafeţei de legare, respectiv la mărirea spaţiilor libere.

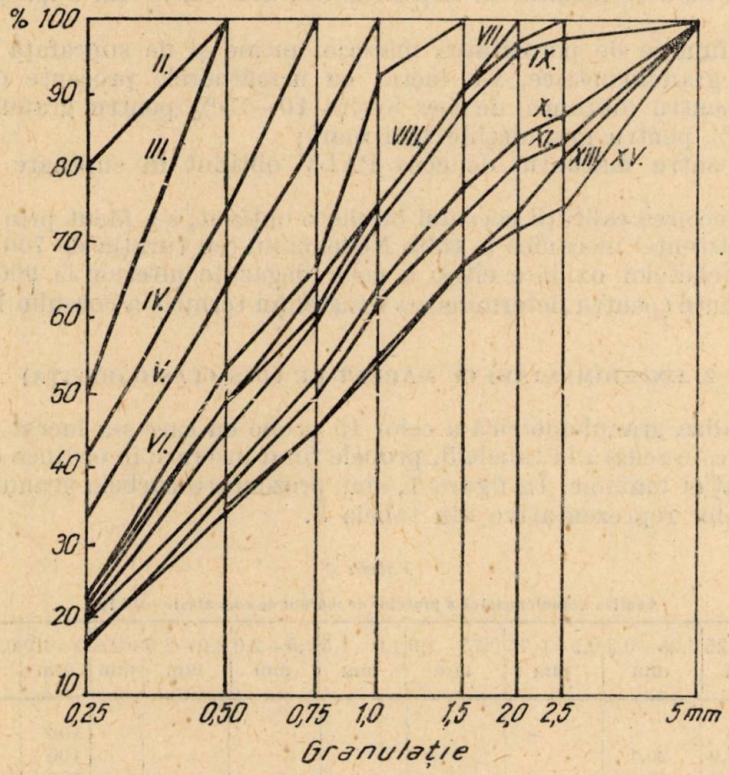


Fig. 1. — Analiza granulometrică a probelor de mărunt de cocs clasic (Reşiţa).

Acumularea de bitum în aceste spaţii nu influenţează rezistenţa mecanică a brichetelor oxidate, în timp ce la temperatura de 950°C, degajarea violentă a materiilor volatile în spaţiile cu exces de liant, duce la micşorarea rezistenţei brichetei (proba XV). De aceea, diferenţa rezistenţei mecanice între brichetele oxidate şi cele degazate ulterior este mult mai mică în cazul utilizării granulaţiilor mici, ajungînd chiar, pentru probele cu o granulaţie sub 0,5 mm, la o diferenţă medie de 1,5—4% în procente absolute (probele I şi II).

De asemenea, se pare că la granulaţiile mici interacţiunea liantului cu măruntul de cocs este mai adîncă [4] ceea ce se concretizează printr-o scădere redusă a rezistenţei mecanice a brichetelor după degazare. Sub acest aspect, micşorarea granulaţiei apare deci favorabilă. În acelaşi

Tabela 4

Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete obținut din mărunt de cocs clasic — Reșița — în funcție de granulație (de la 0—0,25 mm la 0—1 mm)

Nr. crt.	Proba	Randament oxidare %	Rezistența brichete oxidate			V^a % brichete oxidate	Randament degazare %	Rezistența brichete degazate			Observații
			>10 mm %	10—1 mm %	<1 mm %			>10 mm %	10—1 mm %	<1 mm %	
1.	T_n 10 I	99,0	90,4	2,0	7,6	6,13	93,4	88,2	2,4	9,4	— presiunea de brichetare 330 kg/cm²
2.	T_n 11 I	99,0	92,5	1,6	5,9	6,20	93,3	91,0	1,6	7,4	— temperatura de oxidare = 265°C
3.	T_n 12 I	99,2	95,9	0,8	3,3	8,22	92,3	92,2	1,5	6,3	
4.	T_n 13 I	98,7	96,0	0,8	3,2	7,80	91,6	93,2	1,3	5,5	— durata de oxidare 4 ore
5.	T_n10 II	98,8	90,0	2,2	7,8	5,54	93,8	88,0	1,5	10,5	— temperatura de degazare 950°C
6.	T_n11 II	99,0	94,7	0,8	4,5	6,35	93,7	92,5	0,5	7,0	
7.	T_n12 II	98,9	95,1	0,8	4,1	7,90	92,0	92,7	0,6	6,7	— durata de degazare 40′
8.	T_n13 II	99,0	96,1	0,9	3,0	8,30	91,2	93,2	1,4	5,4	
9.	T_n10 III	98,9	91,0	1,8	7,2	6,32	93,2	86,9	2,3	10,8	
10.	T_n11 III	99,0	93,5	0,7	5,8	6,95	92,3	87,0	1,2	11,8	
11.	T_n12 III	99,3	95,0	0,6	4,4	8,15	91,2	90,8	0,5	8,7	
12.	T_n13 III	99,2	95,5	0,6	3,8	8,20	91,5	91,2	0,8	8,0	
13.	T_n10 IV	99,0	93,3	0,7	6,0	6,53	93,5	87,0	1,2	11,8	
14.	T_n11 IV	98,9	93,0	0,7	6,3	6,45	93,2	88,0	0,5	11,5	
15.	T_n12 IV	98,8	95,0	0,7	4,3	7,15	92,3	89,6	1,0	9,4	
16.	T_n13 IV	99,3	96,2	0,2	3,4	8,35	92,9	91,6	0,6	7,8	
17.	T_n10 V	99,6	93,7	0,5	5,8	6,72	96,0	84,0	2,7	13,3	
18.	T_n11 V	98,9	93,2	1,0	5,8	6,60	93,5	87,2	2,6	10,2	
19.	T_n12 V	99,2	95,1	0,5	4,4	7,23	93 0	89,5	1,0	9,5	
20.	T_n13 V	99,2	96,1	0,2	3,7	8,37	91,6	90,5	0,8	8,7	

Tabela 5

Variația rezistenței mecanice a cocsului brichetat obținut din mărunt de cocs clasic (Reșița) în funcție de granulație (de la 0—1,5 mm la 0—5 mm)

Nr. crt.	Proba	Randament oxidare %	Rezistența brichete oxidate			V^a % brichete oxidate	Randament degazare %	Rezistența brichete degazate			Observații
			> 10 mm %	10—1 mm %	< 1 mm %			> 10 mm %	10—1 mm %	> 1 mm %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	T_n9 VI	98,9	93,2	0,9	5,9	6,30	93,3	87,0	1,7	10,6	— presiunea de brichetare 330/kg/cm²
2.	T_n10 VI	98,5	93,4	1,0	5,6	7,07	92,3	87,7	1,5	10,8	
3.	T_n11 VI	98,6	95,1	0,9	4,0	7,5	92,3	89,0	1,6	9,4	— temperatura de oxidare 265°C
4.	T_n12 VI	99,1	95,7	0,4	3,9	8,11	92,0	89,8	0,8	9,4	— durata de oxidare 4 ore
5.	T_n9 VII	98,8	91,0	1,8	7,2	5,98	93,3	77,4	6,0	16,6	
6.	T_n10 VII	99,0	93,0	1,5	5,5	6,6	92,5	83,0	3,0	14,0	— temperatura de degazare 950°C
7.	T_n11 VII	98,9	94,2	1,0	4,8	7,3	92,9	89,4	1,4	9,2	— durata de degazare 40'
8.	T_n12 VII	99,0	95,0	0,7	4,3	7,95	93,3	90,4	1,3	8,3	
9.	T_n9 VIII	98,8	90,8	1,4	7,8	5,68	93,7	78,0	5,4	16,6	
10.	T_n10 VIII	99,2	93,7	0,8	5,5	6,8	93,3	86,5	1,7	11,8	
11.	T_n11 VIII	99,2	95,0	1,0	4,0	7,55	92,8	90,6	1,0	8,4	
12.	T_n12 VIII	98,8	95,1	1,3	3,6	8,09	91,6	90,6	1,2	8,2	
13.	T_n9 IX	98,8	91,2	1,4	7,4	6,20	94,0	80,5	4,1	15,4	
14.	T_n10 IX	99,0	96,0	0,4	3,6	6,85	91,4	90,0	1,9	8,1	
15.	T_n11 IX	99,0	96,1	0,5	3,4	8,13	90,6	90,5	0,9	8,6	
16.	T_n12 IX	98,7	96,4	0,5	3,1	8,80	90,8	90,6	1,2	8,2	
17.	T_n9 X	99,1	92,4	1,2	6,4	6,15	93,7	84,6	3,3	12,1	
18.	T_n10 X	98,9	93,6	1,1	5,3	6,63	92,9	87,3	2,8	9,9	
19.	T_n11 X	98,6	95,2	0,7	4,1	7,80	92,7	89,5	1,4	9,1	
20.	T_n12 X	99,0	95,4	0,5	4,1	7,81	93,2	87,7	1,5	10,8	

Tabela 5 (continuare)

21.	T_n9 XI	98,9	90,7	2,5	6,8	7,27	94,0	79,5	7,3	13,2
22.	T_n10 XI	99,0	93,4	1,4	5,2	7,65	92,6	87,8	2,0	10,2
23.	T_n11 XI	98,9	95,4	0,8	3,8	7,93	92,4	89,3	2,0	8,7
24.	T_n12 XI	98,8	95,5	0,9	3,6	8,78	91,8	89,2	2,0	8,8
25.	T_n9 XII	98,7	90,4	2,4	7,2	6,29	92,9	77,8	7,6	16,6
26.	T_n10 XII	99,3	91,8	2,0	6,2	7,23	95,0	82,7	4,1	13,2
27.	T_n11 XII	99,0	94,4	1,0	4,6	7,68	91,6	86,7	3,0	10,0
28.	T_n12 XII	98,9	95,3	0,7	4,0	8,81	90,0	87,2	3,0	9,8
29.	T_n9 XIII	98,0	91,2	2,1	6,7	6,5	92,9	80,5	5,9	13,6
30.	T_n10 XIII	98,4	93,1	1,4	5,5	7,91	92,5	83,2	5,1	11,7
31.	T_n11 VXIII	98,2	94,0	0,7	5,3	8,28	92,2	86,7	3,4	9,9
32.	T_n12 XIII	98,7	95,0	0,8	4,2	8,69	90,9	87,1	2,6	10,3
33.	T_n9 XIV	98,6	88,7	3,7	7,6	6,7	94,0	75,6	11,0	13,4
34.	T_n10 XIV	98,7	93,4	1,4	5,2	7,37	96,7	84,1	5,6	10,3
35.	T_n11 XIV	98,6	93,5	1,8	4,7	7,56	92,4	85,0	5,0	10,0
36.	T_n12 XIV	98,9	95,1	0,9	3,0	8,40	91,6	87,4	3,2	9,4
37.	T_n9 XV	98,9	89,3	3,2	7,5	5,9	93,4	78,5	7,0	14,5
37.	T_n10 XV	98,4	91,5	2,4	6,1	6,81	90,1	80,3	8,5	11,2
39.	T_n11 XV	98,5	92,9	1,8	5,3	8,01	92,0	81,6	6,1	12,3
40.	T_n12 XV	98,6	94,3	1,5	4,2	8,45	98,9	83,0	5,9	11,1

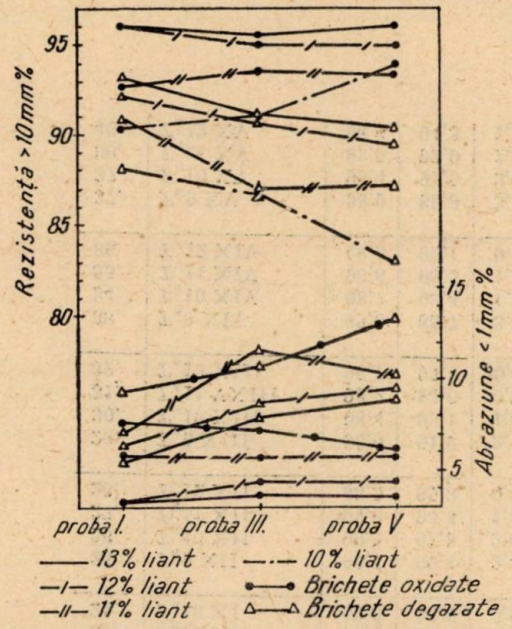


Fig. 2. — Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete (probe reprezentative) obținut cu mărunt de cocs clasic (Reșița) în funcție de granulație (de la 0—0,25 mm la 0—1 mm)

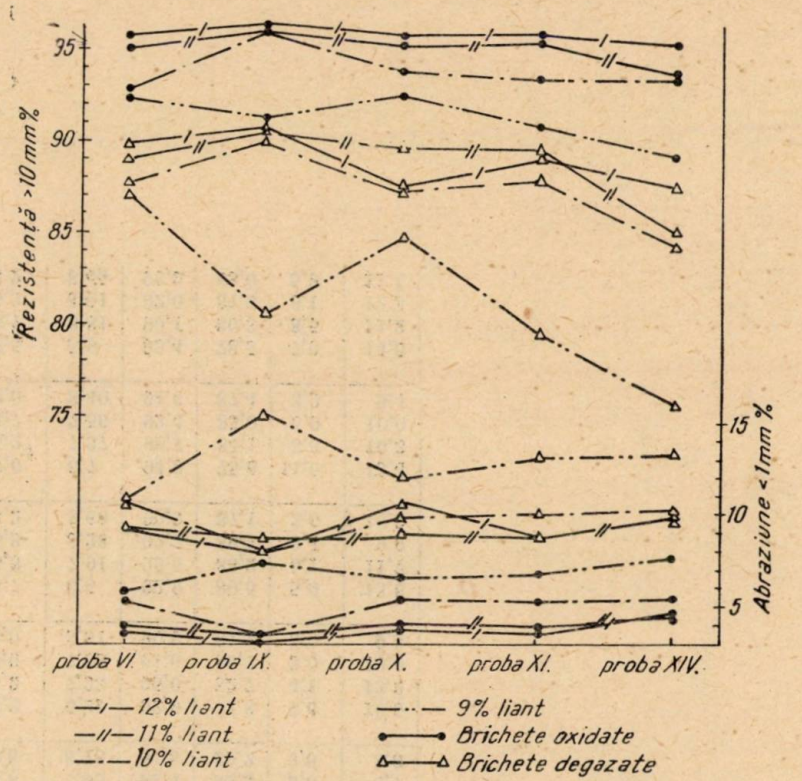


Fig. 3. — Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete (probe reprezentative) obținut cu mărunt de cocs clasic (Reșița) în funcție de granulație (de la 0—1,5 mm la 0 — 5 mm).

timp, la această granulație, tocmai datorită suprafeței mari, necesarul de liant pentru realizarea unei rezistențe mecanice maxime a brichetelor oxidate este mărit, procentul optim fiind de 12—13%.

Micșorarea rezistenței o dată cu scăderea procentului claselor mai mici este mai pregnantă la procente reduse de liant (proba VI, cu un conținut de 83,2% granulație < 1 mm prezintă comparativ cu probele VII și VIII la brichetele degazate rezistențe mai mari la procente de 9 și 10% liant în timp ce la procente mai mari de liant diferențele dispar);

— un optim al rezistenței mecanice se constată atît pentru brichetele oxidate cît și pentru cele degazate, la probele cu o curbă granulometrică continuă, cu o granulație pînă la 3 mm (proba IX). În acest domeniu de granulație, procentul optim de liant, avînd în vedere atît rezistența mecanică a brichetelor cît și procentul de materii volatile și factorul economic este de 11%.

3. EXPERIMENTĂRI CU MĂRUNT DE COCS FABRICAT ÎN CUPTOARE VERTICALE

În tabela 6 și figura 4, este prezentată analiza granulometrică a celor 15 probe cu care s-au efectuat încercările. Probele au fost de asemenea numerotate în ordinea crescîndă a granulației maxime.

Din tabela 7 și figura 5, în care sînt redate rezultatele obținute, se desprind următoarele:

— ca și în cazul încercărilor efectuate cu mărunt de cocs clasic Reșița, rezistența mecanică a brichetelor oxidate nu variază sensibil cu modificarea granulației, în limitele granulometrice ale probelor prezentate. De asemenea, la brichetele degazate se constată numai o ușoară scădere a rezistenței o dată cu mărirea granulației maxime și a procentului clasei $> 2{,}5$ mm în timp ce abraziunea crește în același sens (probele XIII, XIV, XV).

Tabela 6

Analiza granulometrică a probelor de mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale

Nr. probă	0–0,25 mm	0,25–0,5 mm	0,5–0,75 mm	0,75–1,0 mm	1,0–1,5 mm	1,5–2,0 mm	2,0–2,5 mm	2,5–3 mm	>3	0–1,0 mm	0,0–2,0 mm	>2 mm
I	100									100,0		
II	58,2	41,8								100,0		
III	43,2	40,0	16,8							100,0		
IV	39,6	29,2	18,7	12,5						100,0		
V	25,2	23,6	18,2	14,6	18,4					81,6	100,0	
VI	16,8	21,0	18,9	16,6	18,3	8,4				73,3	100,0	
VII	19,6	21,2	16,1	13,5	16,5	8,3	4,8			70,4	95,2	4,8
VIII	19,0	18,2	13,1	13,8	15,2	9,5	5,7	5,5		64,1	88,8	11,2
IX	25,0	20,5	16,5	13,0	10,0	7,0	5,0	3,0		75,0	92,0	8,0
X	15,0	15,0	13,0	13,0	12,0	12,0	10,0	10,0		56,0	80,0	20,0
XI	50,0	10,0	8,0	8,0	8,0	8,0	5,0	3,0		76,0	92,0	8,0
XII	25,0	20,0	20,0	20,0	5,0	5,0	3,0	2,0		85,0	95,0	5,0
XIII	10,0	8,0	8,0	8,0	20,0	20,0	16,0	10,0		34,0	74,0	26,0
XIV	17,0	15,0	12,0	10,0	8,0	8,0	5,0	5,0	20,0	54,0	70,0	30,0
XV	19,0	17,0	14,0	11,0	10,0	9,0	6,0	6,0	8,0	61,0	80,0	20,0

Tabela 7

Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete obținut din mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale în funcție de granulație

Nr. crt.	Probă	Randament oxidare %	Rezistența brichete oxidate			$V^{a}_{0/0}$ brichete oxidate	Randament degazare %	Rezistența brichete degazate			Observații
			> 10 mm %	10–1 mm %	< 1 mm %			> 10 mm %	10–1 mm %	<1 mm %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	T_n 11 I	98,5	87,6	3,7	8,7	6,47	92,5	74,8	9,3	15,8	Presiunea de brichetare 330 kg/cm²
2.	T_n 12 I	99,0	94,2	0,9	4,9	6,86	91,8	89,4	1,5	9,1	Temperatura de oxidare 265°C
3.	T_n 13 I	98,8	96,2	0,8	3,0	7,93	91,5	92,6	1,3	6,1	Durata de oxidare 4 ore
4.	T_n 11 II	98,8	91,6	0,9	7,4	8,70	91,3	78,7	3,5	17,8	Temperatura de degazare 950°C
5.	T_n 12 II	99,0	95,2	1,1	3,7	9,10	89,4	90,6	1,4	8,0	Durata de degazare 40′
6.	T_n 13 II	98,7	95,4	1,1	3,5	9,04	90,0	90,3	1,2	8,4	
7.	T_n 11 III	98,7	92,4	1,0	6,6	7,45	90,7	81,7	1,8	16,5	
8.	T_n 12 III	98,5	93,4	0,6	6,0	8,68	90,0	84,1	2,0	13,9	
9.	T_n 13 III	98,8	97,0	0,3	2,7	11,51	88,7	88,3	0,9	10,8	
10.	T_n 11 IV	98,1	93,7	0,8	5,6	8,60	91,7	83,4	1,4	15,2	
11.	T_n 12 IV	98,6	95,7	0,6	3,7	9,63	90,5	86,7	1,4	12,0	
12.	T_n 13 IV	99,0	96,4	0,4	3,2	10,43	90,6	85,6	0,7	13,0	
13.	T_n 11 V	98,8	92,8	1,1	6,1	8,47	90,6	83,5	1,5	15,0	
14.	T_n 12 V	98,8	94,9	1,0	4,1	8,98	89,2	86,4	1,8	11,7	
15.	T_n 13 V	98,8	95,3	0,8	3,9	9,50	89,3	86,4	1,9	11,7	
16.	T_n 11 VI	99,2	93,6	1,1	5,3	8,0	93,5	81,5	2,8	15,7	
17.	T_n 12 VI	98,4	95,3	0,8	4,0	10,2	90,4	87,1	2,8	10,1	
18.	T_n 13 VI	99,2	96,0	0,6	3,4	10,46	89,4	87,1	2,1	10,8	

Tabela 7 (continuare)

19.	T_n 11 VII	98,2	93,5	1,6	4,9	8,8	91,3	82,2	3,5	14,3
20.	T_n 12 VII	98,7	95,2	0,6	4,2	10,51	91,0	84,5	1,7	13,8
21.	T_n 13 VII	99,1	95,5	0,9	3,6	11,90	92,5	85,9	2,7	11,3
22.	T_n 11 VIII	98,9	94,0	0,7	5,3	8,20	92,0	83,0	3,9	13,1
23.	T_n 12 VIII	98,4	94,6	1,4	4,0	10,08	96,0	84,0	3,2	12,8
24.	T_n 13 VIII	99,0	95,2	0,9	3,9	10,95	89,7	86,0	2,8	11,2
25.	T_n 11 IX	98,7	94,2	1,4	4,4	7,81	94,0	85,3	3,2	11,6
26.	T_n 12 IX	98,8	95,0	0,8	4,2	10,10	91,2	86,0	2,2	11,8
27.	T_n 13 IX	98,5	95,3	0,8	3,9	11,13	90,8	87,2	2,1	10,7
28.	T_n 11 X	99,7	93,5	1,2	5,3	8,0	91,7	85,8	2,5	11,7
29.	T_n 12 X	99,0	95,2	1,0	3,8	7,65	91,3	86,0	3,2	10,8
30.	T_n 13 X	98,8	95,2	1,1	3,7	9,91	91,0	87,6	2,7	9,7
31.	T_n 11 XI	98,7	93,6	1,4	5,0	8,94	91,0	84,1	3,6	12,3
32.	T_n 12 XI	98,0	94,8	0,7	4,5	9,83	91,0	87,0	2,5	10.5
33.	T_n 13 XI	98,8	95,6	1,2	3,3	10,92	89,8	88,5	2,4	9,1
34.	T_n 11 XII	98,5	93,3	0,9	5,8	7,93	94,4	83,9	2,0	14,1
35.	T_n 12 XII	99,0	94,6	1,2	4,2	11,8	89,6	85,0	1,8	13,2
36.	T_n 13 XII	98,8	95,2	1,3	3,5	12,75	88,0	86,8	3,2	10,0
37.	T_n 11 XIII	99,0	94,0	1,2	4,5	9,03	92,9	82,4	1,8	12,7
38.	T_n 12 XIII	99,0	94,5	1,3	4,2	9,61	90,2	83,9	4,4	11,7
39.	T_n 13 XIII	98,5	95,4	1,0	3,6	9,83	89,0	84,1	4,2	11,7
40.	T_n 11 XIV	99,8	92,6	1,9	5,5	8,99	91,8	82,2	6,0	11,8
41.	T_n 12 XIV	99,8	95,4	0,9	3,7	10,61	88,5	83,2	3,7	13,1
42.	T_n 13 XIV	99,2	95,5	1,2	3,3	9,75	89,0	83,3	5,6	11,1
43.	T_n 11 XV	98,8	94,2	0,9	4,9	8,02	91,6	82,7	3,9	13,4
44.	T_n 12 XV	98,7	95,3	0,7	4,0	9,70	90,3	85,1	2,2	12,7
45.	T_n 13 XV	99,4	95,3	1,1	3,6	13,36	87,8	84,4	3,4	12,2

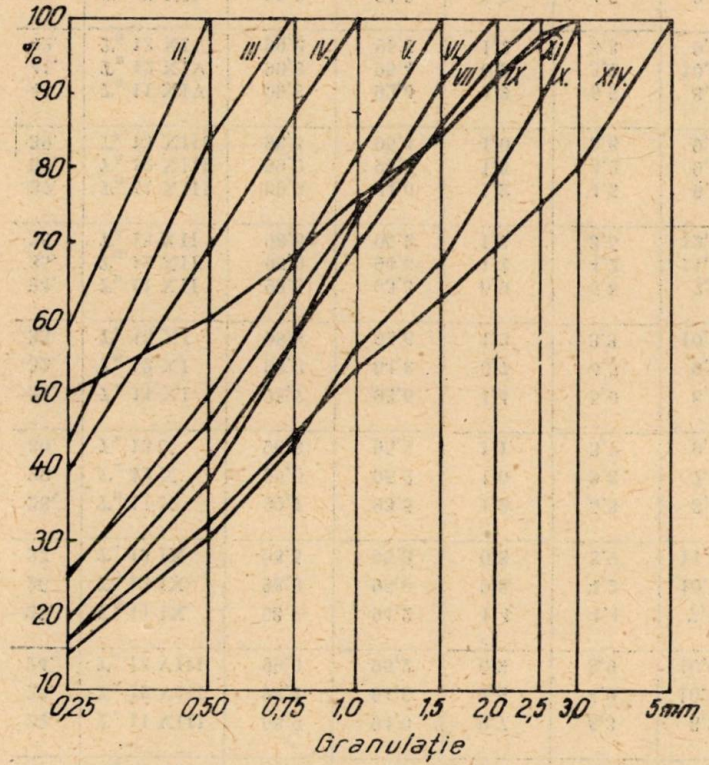


Fig. 4. — Analiza granulometrică a probelor de mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale.

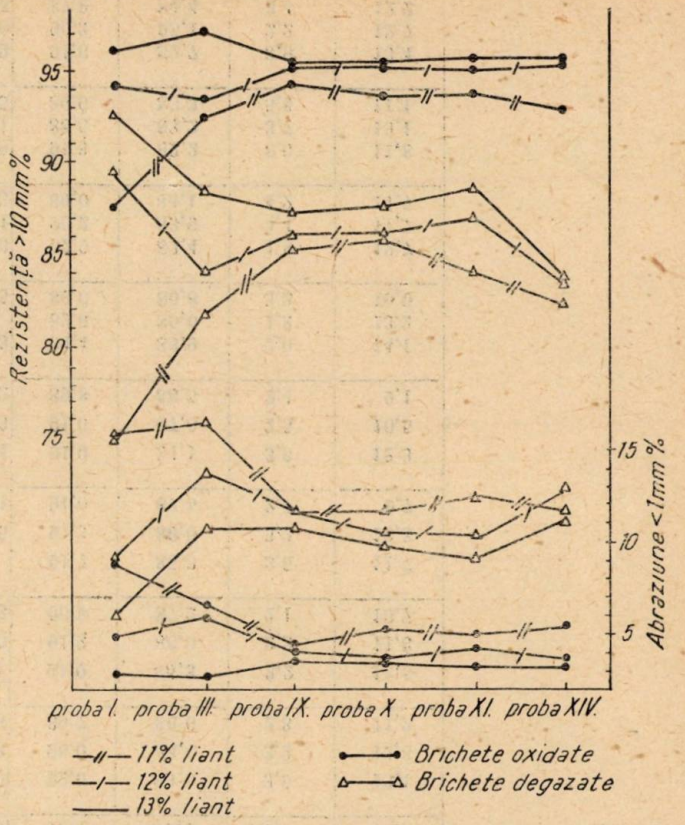


Fig. 5. — Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete (probe reprezentative) obținut din mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale în funcție de granulație.

Un optim al rezistenței se observă și în acest caz la probele cu o curbă granulometrică continuă (probele IX și X).

Rezistența brichetelor oxidate și a celor degazate este mai mică în cazul utilizării măruntului de cocs, obținut în cuptorul vertical din cărbuni PALV decît în cazul utilizării măruntului de cocs Reșița, datorită probabil diferenței de structură fizică. De aceea, procentul optim de liant în acest caz crește de la 11 la 12%.

La procente de 12 și 13% bitum, se obțin rezultate optime în cazul utilizării prafului de cocs (probele I și II) aceasta datorită fie absenței granulelor mari care se sfărîmă în timpul presării, constituind apoi puncte de minimă rezistență fie unei mai bune repartizări a liantului și a unei legături mai puternice din cauza suprafeței de legare mai mare. În cazul procentului de liant de 11%, cantitatea de bitum este probabil insuficientă pentru acoperirea întregei suprafețe și rezistența mecanică este redusă. Considerăm totuși că, datorită măcinării dificile a cocsului pînă la praf, se poate stabili ca acceptabilă, curba granulometrică continuă, între 0 și 3 mm, cu 56—76% sub 1 mm și 80—92% sub 2 mm, limite între care chiar procentul de 11% liant este satisfăcător.

4. COMPORTAREA MĂRUNTULUI DE COCS LA MĂCINARE

Pentru stabilirea comportării cocsului la măcinare și a eventualelor greutăți ce s-ar putea ivi prin trecerea la scară semiindustrială, s-au determinat, după metoda sovietică V.T.I., indicii de măcinabilitate pentru măruntul de cocs clasic Reșița, măruntul de cocs obținut în cuptoare verticale și cocsul de fluidizare comparativ cu cărbunele PALV și cu lignitul de Rovinari [6].

Metoda de lucru constă din măcinarea a 500 g material de granulație 2—3 mm timp de 15 minute, într-o moară cu bile standardizată și determinarea analizei granulometrice după măcinare.

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabela 8 și figura 6.

Se constată că măruntul de cocs Reșița are cel mai mic coeficient de măcinabilitate, iar cel fabricat în cuptoare verticale se situează între acesta și cărbunele PALV. Față de lignitul de Rovinari, care este unul

Tabela 8

Curbele granulometrice și coeficienții de măcinabilitate VTI ai măruntului clasic (Reșița), fabricat în cuptoare verticale și prin fluidizare și al cărbunelui PALV față de lignitul de Rovinari (0—80 mm)

Combustibilul / rest granulometric	Mărunt de cocs clasic (Reșița)	Mărunt cocs fabricat în cuptoare verticale	Cărbune PALV	Mărunt de cocs fabricat prin fluidizare	Lignit Rovinari
R_{200}	64,0	63,1	38,84	39,3	63,2
R_{90}	81,58	78,04	68,66	64,2	80,9
Coeficient de măcinabilitate VTI	0,695	0,800	1,085	1,153	0,71

dintre ligniţii cu cel mai mare coeficient de măcinabilitate, măruntul de cocs clasic (Reşiţa) se situează pe acelaşi plan, în timp ce cocsul fabricat

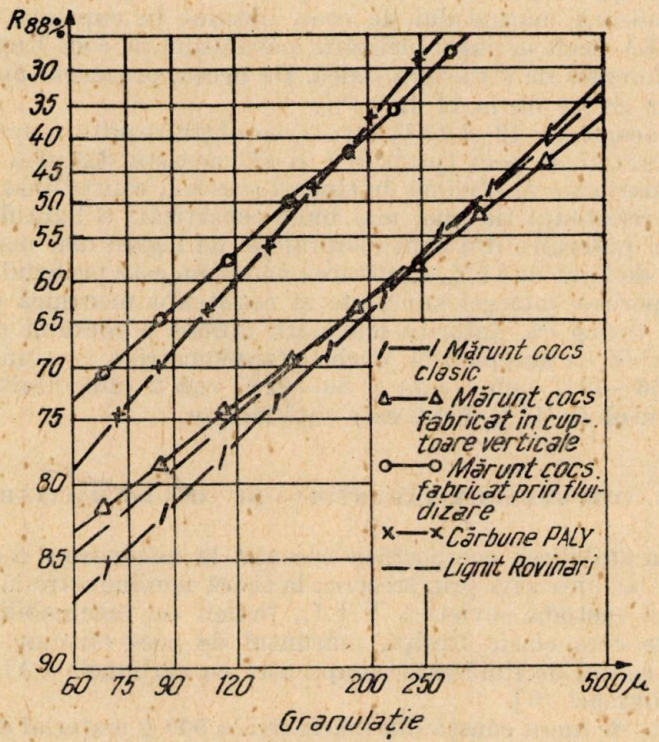


Fig. 6. — Curbele de măcinabilitate ale măruntului de cocs clasic (Reşiţa) obţinut în cuptoare verticale şi fabricat prin fluidizare, al cărbunelui PALV şi al lignitului Rovinari (0 — 80 mm).

în cuptoare verticale se macină mai uşor. Cocsul de fluidizare prezintă un coeficient de măcinabilitate comparabil cu cel al cărbunelui PALV.

CONCLUZII

1. Rezistenţa mecanică a brichetelor oxidate, obţinute atît cu mărunt de cocs clasic (Reşiţa) cît şi cu mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale variază într-un domeniu restrîns cu modificarea granulaţiei în limitele granulometrice în care s-au efectuat probele. La brichetele degazate se constată o scădere a rezistenţei o dată cu mărirea granulaţiei maxime şi a procentului clasei mai mare decît 2—2,5 mm.

2. Un optim al rezistenţei mecanice se constată atît pentru cocsul brichete oxidat cît şi pentru cel degazat fabricat cu mărunt de cocs clasic

sau obținut în cuptoare verticale, la probele cu o curbă granulometrică continuă între 0—2 mm cu 56—76% sub 1 mm și 80—96% sub 2 mm. În acest domeniu de granulație, avînd în vedere atît rezistența mecanică a brichetelor cît și procentul de materii volatile și factorul economic, procentul optim de liant este de 11% pentru măruntul de cocs clasic (Reșița) și de 11—12% pentru cocsul mărunt fabricat în cuptoare verticale.

3. Încercările pentru stabilirea comportării măruntului de cocs la măcinare au dovedit că măruntul de cocs clasic (Reșița) are un coeficient de măcinabilitate comparabil cu cel al lignitului de Rovinari (care este unul dintre ligniții cu cel mai mare coeficient de măcinabilitate) măruntul de cocs fabricat în cuptoare verticale are un coeficient de măcinabilitate intermediar între măruntul de cocs clasic și cărbunele PALV, în timp ce cocsul de fluidizare este mai friabil chiar decît cărbunele PALV.

COKE BRIQUETTES FROM NON-COKING OR WEAKLY COKING COALS BY THERMO-CHEMICAL TREATMENT

VII. Effect of size analysis of coke fines on the quality of coke briquettes

ABSTRACT

The laboratory investigations for determining the limiting top size and the optimum size analysis of coke fines used for the preparation of high resistance coke briquettes with low consumption of binder are described.

The investigation carried out on two grades of coke fines leads to the following conclusions:

— raising the limiting top size and the percentage of the fraction over the 2—2.5 mm size has an unfavourable influence;

— the optimum size analysis curve is continuous, with 56—76 percent under 1 mm and 80—96 percent under 2 mm; the corresponding percentage of binder is 11 percent for conventional coke fines and 11—12 percent for the coke prepared in vertical ovens.

BIBLIOGRAFIE

1. B. M. Revici, V. A. Cernik, *Considerații noi în brichetarea huilei.* Revista Minelor, *1.* (1961).
2. I. Blum și colab., *Studiul variației procentului de liant în funcție de creșterea procentului de cenușă din semicocs la brichetarea semicocsului de lignit cu liant.* Revista Minelor, *12* (1957).
3. I. Blum, I. Nistor, *Cocs brichete din cărbuni, neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic III. Tehnologie.* St. cerc. energ., *2*, 345—354 (1961).

4. M. MACKOWSKY, *Le mécanisme d'agglomération et les caractéristiques d'utilisation des agglomérés.* Annales des Mines de Belgique, *1—2*, 1—9 (1960).
5. L. POZZETO, *L'influence de la fragilité du charbon dans la fabrication des agglomérés.* Revue de l'industrie minérale, *1—2* 165 (1960).
6. N. PĂNOIU, I. CARABOGDAN, C. CRĂCIUNEANU, *Măcinabilitatea lignitilor din bazinul Oltenia.* St. cerc. energ., *3* 405—411 (1962).
7. I. BLUM, I. NISTOR, F. ȘTEFĂNESCU, V. TĂZLĂUANU, *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. VI. Variația rezistenței mecanice în funcție de procentul de liant, durata și temperatura tratamentului termochimic.* St. cerc. energ., *3 — B* (1962).

CERCETĂRI PRIVIND REALIZAREA ARZĂTORULUI INDUSTRIAL C.P.M. de 250 kg/h

DE

VICTOR V. GHIA şi EUGEN V. FERCALĂ

1. GENERALITĂŢI

Arzătoarele de păcură de mărimea celui studiat, la care pulverizarea combustibilului se face numai cu aer de joasă presiune necesită, în general, presiuni de insuflarea aerului de circa 500—800 kg/m² [1], [2]. Reducerea presiunii de insuflare a aerului, se poate face prin folosirea aburului ca agent de pulverizare, sau prin ridicarea presiunii de injecţie a combustibilului [3].

Tot pentru atingerea acestui scop, în literatura de specialitate se fac propuneri, pentru realizarea de arzătoare de păcură, la care se foloseşte aer de pulverizare primar şi secundar la presiuni diferite, deci sînt necesare două circuite de aer [4]. Fără a intra în amănunte asupra deficienţelor acestor arzătoare, remarcăm faptul că nu permit arderea la excese de aer mici.

Pentru etapa de dezvoltare a ţării noastre, considerăm ca soluţie mai raţională de aplicat — la arzătoarele de păcură cu debitul nominal de ~250 kg/h — folosirea pulverizării mixte a combustibilului. Aceasta constă din combinarea injecţiei la presiuni relativ scăzute (5—10 kg/cm²), — în special pentru a preîntîmpina înfundarea diusei — cu pulverizarea folosind aer cu presiune scăzută (~ 100 kg/m² la funcţionarea cu aer rece).

Lucrarea de faţă are ca scop să prezinte cercetările care au condus la realizarea arzătorului combinat (păcură-gaz natural), avînd pulverizarea mixtă şi debitul nominal 250 kg păcură/h. În acelaşi timp, se vor prezenta performanţele acestui arzător, denumit prescurtat arzător industrial C.P.M. de 250 kg/h.

2. REZULTATELE OBŢINUTE

S-au experimentat două arzătoare : arzătorul combinat *1* şi arzătorul combinat *2*. La fiecare din acestea, s-au studiat numeroase variante constructive. Pentru aceasta, s-au variat : geometria injectorului prevăzut cu cameră de turbionare şi geometria carcasei arzătorului.

La fiecare variantă constructivă, s-au studiat regimurile de funcţionare caracteristice.

În figura 1 este prezentată schematic instalaţia experimentală care a fost folosită, din care rezultă şi aparatajul de măsură utilizat. Experimentările s-au efectuat pe un cuptor tehnologic folosit în rafinăriile de ţiţei din R.P.R.

Circuitele de combustibil (lichid şi gazos), aer pentru ardere, abur şi apă de răcire pentru sonde, au fost dotate cu aparatele de măsură şi control corespunzătoare, avînd precizia de

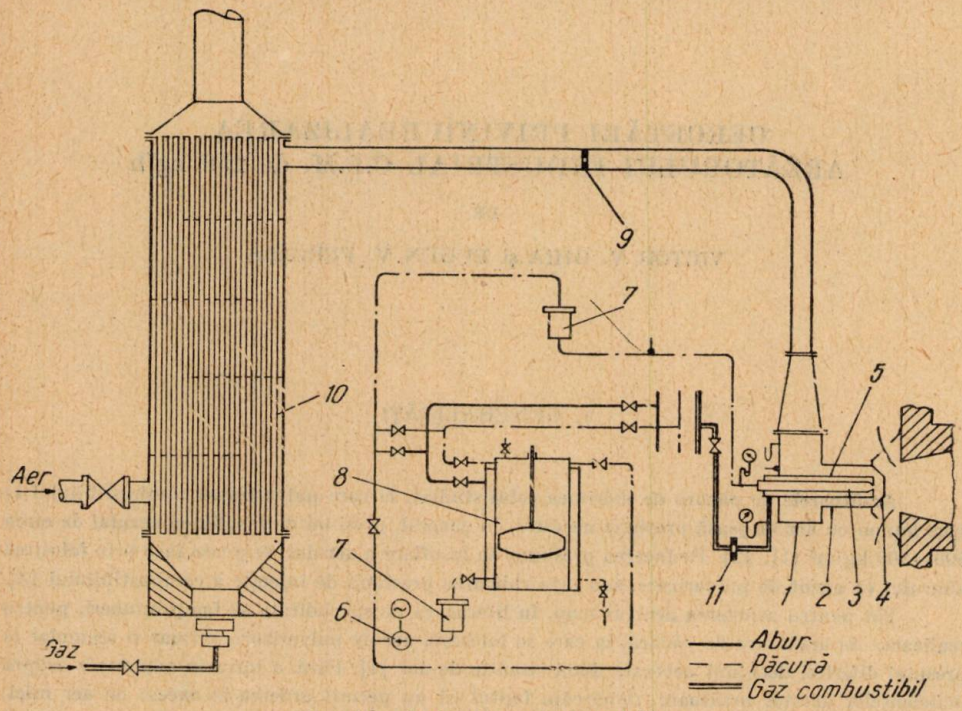


Fig. 1. — Instalaţia experimentală.

1 — carcasa spirală a arzătorului; *2* — carcasa cilindrică; *3* — injector; *4* — partea terminală a carcasei; 5 — arzător de combustibil gazos; *6* — pompă de combustibil; *7* — filtre pentru combustibil; *8* — rezervor preîncălzitor de combustibil; *9* — diafragmă de măsurat debitul de aer; *10* — preîncălzitor de aer cu focar independent; *11* — diafragmă de măsură pentru debitul de combustibil gazos.

1,5—2 %. Astfel s-au măsurat : presiunea de injecţie a combustibilului p_c, rezistenţa aerodinamică a carcasei arzătorului Δp_a, presiunea relativă a combustibilului gazos la intrarea în arzător Δp_g, debitul de aer insuflat folosit la ardere D_a, debitul de păcură D_c, debitul de combustibil gazos D_g, temperatura aerului insuflat t_a şi temperatura combustibilului gazos t_g.

Cu o sondă răcită, s-au prelevat probe de gaze de ardere, de la o distanţă $l \cong 3$ m de diusa injectorului, la ieşirea gazelor din ambrazură şi din alte zone caracteristice.

Pentru calculul arzătorului combinat *1*, a trebuit să se elaboreze o metodică de calcul adecvată. Deoarece fenomenele care apar, sînt deosebit de complexe, iar literatura de specialitate nu ne dă indicaţii asupra calculului arzătoarelor cu pulverizare mixtă, a trebuit să se facă două ipoteze simplificatoare.

S-a făcut ipoteza că o condiţie necesară pentru funcţionarea justă a acestor arzătoare, este ca vena de aer insuflat să intersecteze cea mai mare parte a pînzei de combustibil. Această

intersecție este posibilă, dacă la ieșirea din arzător, unghiul de înclinare β al vitezei totale W_a a particulelor de aer insuflat în raport cu axa injectorului este mai mic decît unghiul de înclinare θ în raport cu aceeași axă, a vitezei totale W_c a picăturilor de combustibil pulverizat.

A doua ipoteză care s-a făcut, a fost asimilarea carcasei arzătorului cu o cameră de turbionare, astfel că mișcarea fluidului ideal în aceasta este guvernată de aceleași legi ca și în cazul injectoarelor cu cameră de turbionare.

La experimentările asupra arzătorului combinat *1*, s-a folosit păcură parafinoasă.

Experimentările preliminare au permis să se determine variantele care conduc la funcționarea stabilă a arzătorului, cu rezistențe aerodinamice cît mai mici și nu apar pierderi prin ardere mecanică incompletă.

Din punctul de vedere al rezistenței aerodinamice a arzătorului, s-a ales drept criteriu de comparație între diferitele variante constructive, coeficientul aerodinamic dedus din relația

$$\psi = \frac{\Delta p_a}{D_a^2\left(1 + \frac{t_a}{273}\right)}.$$

Pentru o carcasă de arzător cu o geometrie bine precizată, se poate admite că mărimea ψ, are o valoare practic constantă*).

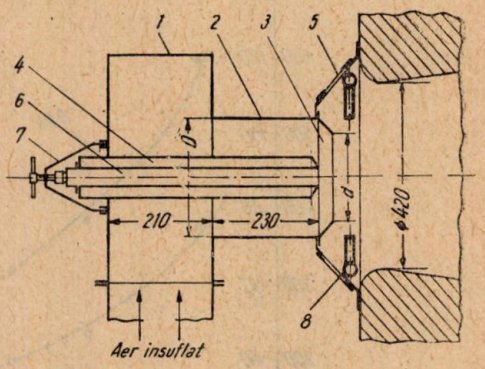


Fig. 2. — Arzătorul combinat *1*.

1 — carcasă spirală; *2* — carcasă cilindrică; *3* — conus terminal; *4* — admisia centrală a combustibilului gazos; *5* — registru pentru aer aspirat; *6* — injector; *7* — brățară pentru fixat tubul injector; *8* — admisia periferică a cobustibilului gazos.

În variantele constructive experimentate, s-a modificat diametrul conusului terminal *d*, astfel că raportul $m = \frac{d}{D}$ — unde D este diametrul carcasei cilindrice — a variat între 0,56 și 1.

Prin scăderea raportului $m = d/D$ de la 1 la 0,56, coeficientul ψ mărindu-se de circa 4 ori, în aceeași proporție se mărește și rezistența aerodinamică a carcasei. În figura 3, se prezintă în afară de curba de variație a coeficientului ψ — și curba de variație a rezistenței aerodinamice Δp_a, pentru cazul cînd prin carcasa arzătorului trece debitul de aer $D_a = 2\,800$ Nm³/h.

La o variație a presiunii de injecție p_c între 5 și 10 kg/cm², debitul de păcură a variat între 210 și 290 kg/h. Temperatura păcurii a fost 95—100°C, ceea ce corespundea la o viscozitate de $\sim$ 3°E.

În timpul experimentărilor, la diferite valori ale raportului m, caracteristica geometrică a injectorului A [5] s-a modificat între 3,5 și 1,5, iar presiunea p_c s-a variat între 5 și 10 kg/cm².

Pentru $m = 0{,}58$ rezultatele au fost necorespunzătoare. Astfel, se observau numeroase scîntei luminoase în flacără, care de fapt reprezentau picături de combustibil pulverizate grosolan. Acestea se deplasau aprinse către peretele opus arzătoarelor, situat la $\sim$ 5 m, de acestea, pe suprafața căruia ardeau cu flacără. Se realiza o flacără lungă, iar arderea combustibilului se desfășura în proaste condiții.

*) Coeficientul ψ, crește puțin, o dată cu creșterea debitului de aer.

Pe măsură ce raportul m se mărea, procesul de ardere se ameliora treptat, flacăra scurtîndu-se. S-a apreciat că la $m = 1$, corespunzător caracteristicii carcasei $A_c = 1{,}46$, flacăra avea geometria cea mai adecvată focarului în care se desfăşura procesul de ardere. Arderea se termina la distanţa de 2,5—3 m, de diusa injectorului. În figura 4, s-au trasat curbele de

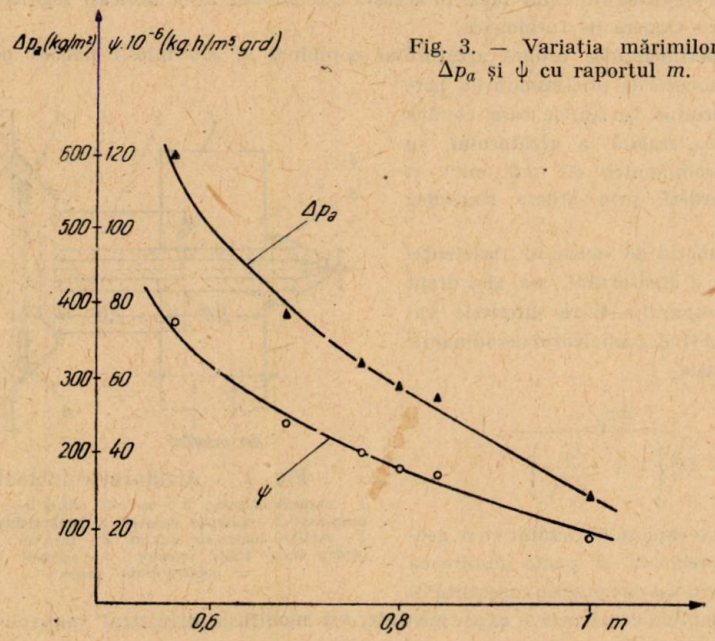


Fig. 3. — Variaţia mărimilor Δp_a şi ψ cu raportul m.

variaţie a coeficientului de exces de aer α, pe baza determinării compoziţiei gazelor de ardere la distanţa $l=3$ m de diusa injectorului, pentru valorile caracteristicii geometrice a injectorului $A = 2{,}8$ şi 1,5.

La sarcina nominală a arăzătorului, arderea se desfăşura în cele mai bune condiţii pentru $A = 2{,}8$.

Deoarece o dată cu creşterea mărimii A, se măreşte şi unghiul de pulverizare al combustibilului θ, se poate spune că prin creşterea unghiului θ pînă la $A = 2{,}8$, amestecul dintre combustibil şi aer devine tot mai intim, astfel că şi arderea combustibilului se îmbunătăţeşte treptat. Creşterea exagerată a unghiului de pulverizare determină apariţia depunerilor pe pereţii ambrazurii. La $A = 2{,}8$, $p_c = 10$ kg/cm², $D_c = 290$ kg/h, $\alpha = 1{,}09$ pe cînd la $A = 1{,}5$ în aceleaşi condiţii, $\alpha = 1{,}21$.

Pe măsură ce debitul de combustibil D_c se micşorează, coeficientul de exces α, se măreşte puţin. Astfel pentru $A = 2{,}8$, $p_c = 5$ kg/cm², $D_c = 210$ kg/h, $\alpha = 1{,}16$. Totuşi la acest regim de funcţionare, scăzînd fineţea de pulverizare, apar puţine scîntei în flacără.

Performanţele menţionate anterior s-au realizat în condiţii de funcţionare dezavantajoase :

— aerul insuflat folosit la ardere era rece ($t_a = 20$°C) ;

— orificiile de aer secundar 5 (fig. 2) erau deschise, astfel că prin acestea se aspira 15—20 % din cantitatea de aer folosită la ardere, aer care nu participa la activarea pulverizării combustibilului.

Tot pe arzătorul combinat *1*, s-au făcut şi încercări la funcţionarea pe combustibil gazos natural.

Utilizarea aerului preîncălzit pînă la temperatura $t_a \cong 200°C$ conducea la scurtarea flăcării şi la îmbunătăţirea condiţiilor de ardere atît ale păcurii cît şi ale combustibilului gazos.

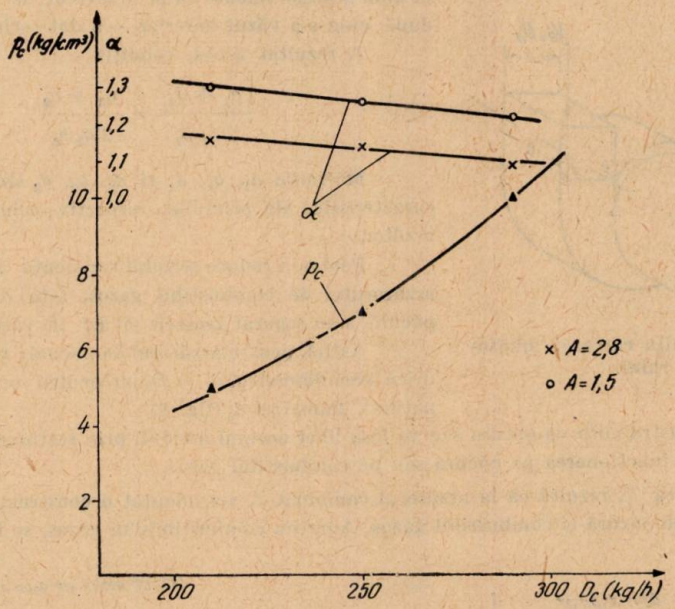


Fig. 4. — Variaţia mărimilor α şi p_c pentru funcţionarea cu păcură parafinoasă.

Astfel la $t_a = 200°C$, $t_c = 90°C$, $p_c = 5$ kg/cm², adică la $D_c = 210$ kg/h, păcura ardea practic fără scîntei.

Se poate afirma că performanţele optime, s-au obţinut pentru $A = 2{,}8$ şi $A_c = 1{,}46$ ceea ce confirmă justeţea metodei de calcul adoptată.

Ţinînd seama de rezultatele obţinute în prima etapă de experimentări, s-a considerat necesară realizarea arzătorului combinat *2*, pentru ca:

a) să se obţină o construcţie compactă a arzătorului combinat păcură-gaz natural;

b) să se reducă rezistenţa aerodinamică a carcasei arzătorului, în special la funcţionarea pe combustibil gazos.

S-a admis [6] ca factor principal care determină cîmpul de viteze realizat în jetul turbionat, de carcasa spirală a arzătorului — invariantul $\Omega = \dfrac{M}{H\dfrac{d}{4}}$.

S-a notat cu

M — momentul cantităţii de mişcare a aerului insuflat, în raport cu axa de simetrie longitudinală a injectorului, în kg.m;

H — impulsul aerului insuflat, în kg;

d — diametrul conusului terminal, în m.

S-a făcut ipoteza că valoarea invariantului Ω în secţiunea de ieşire din carcasa arzătorului (Ω_0), determină arderea combustibilului, atunci cînd debitele de aer şi combustibil, cît şi geometria injectorului, rămîn neschimbate.

De aceea, arzătorul de păcură *2*, a fost proiectat şi realizat în ipoteza ca invariantul Ω_0 să aibă aceeaşi valoare ca la arzătorul de păcură *1*, care după cum s-a văzut anterior — a dat satisfacţie.

A rezultat astfel, condiţia

$$\frac{a_1 + d_1}{2\, a_1\, b_1} = \frac{a_2 + d_2}{2\, a_2\, b_2}\,.$$

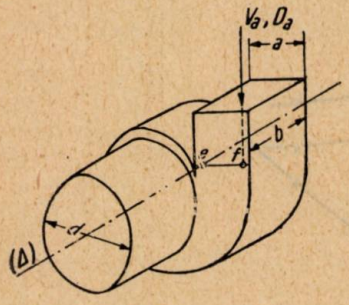


Fig. 5. — Schiţa carcasei arzătorului.

Mărimile a_1, b_1, d_1 şi a_2, b_2, d_2 sînt dimensiunile caracteristice ale primului, respectiv celui de-al doilea arzător.

Pentru a reduce sensibil rezistenţa aerodinamică a arzătorului de combustibil gazos, faţă de arzătorul de păcură, s-au separat traseele de aer în carcasa cilindrică.

Astfel, pentru arzătorul de păcură, porţiunea cilindrică avea diametrul $d_1 = D$, iar pentru arzătorul de gaz natural, diametrul d_2 (fig. 6).

Un registru curb va obtura sau va lăsa liber accesul aerului, prin secţiunea de diametru d_2, permiţînd funcţionarea pe păcură sau pe combustibil gazos.

În figura 7, rezultă că la arzătorul combinat *2*, s-a adoptat o construcţie compactă a arzătoarelor de păcură şi combustibil gazos. Admisia combustibilului gazos, se făcea prin ştu-

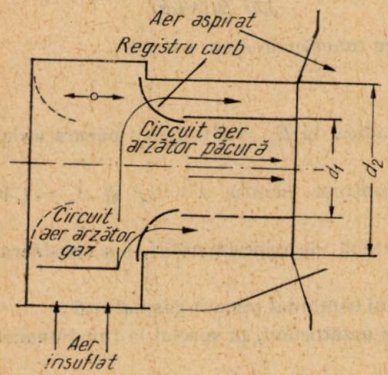


Fig. 6. — Schiţa circuitelor de aer, pentru cele două arzătoare.

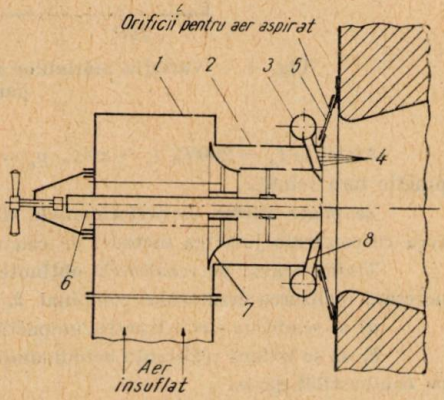


Fig. 7. — Schiţa arzătorului combinat *2*.
1 — carcasa spirală a arzătorului; *2* — carcasa cilindrică; *3* — colector de combustibil gazos; *4* — orificii pentru refulat combustibilul; *5* — registru pentru aer aspirat; *6* — injector; *7* — registru curb; *8* — ştuţuri de admisia combustibilului gazos.

ţurile *8*, prevăzute cu orificiile *4* dispuse astfel încît combustibilul gazos să fie debitat aproximativ proporţional cu vitezele axiale ale aerului, în zona respectivă.

Experimentările au arătat că într-o asemenea construcţie, lungimea flăcării de combustibil gazos este apropiată de lungimea flăcării la funcţionarea pe păcură.

În variantele constructive experimentate, s-a modificat diametrul d, al conusului terminal, astfel încît raportul m a variat între 0,9 şi 1. Debitul de păcură s-a variat între 210 şi 290 kg/h, ceea ce corespundea la o variaţie a presiunii de injecţie între 5 şi 10 kg/cm².

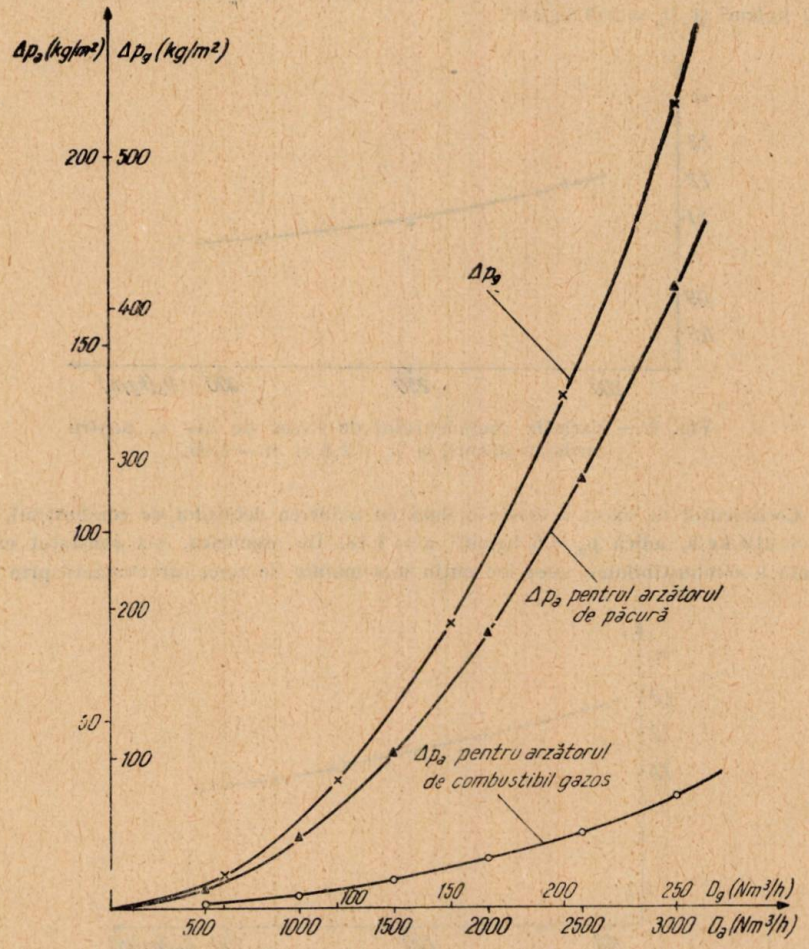


Fig. 8. — Curbele de variaţie ale mărimilor Δp_a şi Δp_g.

Experimentările s-au efectuat cu aer rece avînd temperatura $t_a = 20°C$ cu orificiile de aer aspirat deschise, iar temperatura păcurii a fost $\sim 95°C$ corespunzînd la viscozitatea de $\sim 3°E$. Rezultatele cele mai bune s-au obţinut pentru $m = 0{,}95$ şi $A = 2{,}8$.

În figura 8, se prezintă curbele de variaţie a rezistenţelor aerodinamice Δp_a pentru arzătoarele de păcură şi combustibil gazos. De aici se remarcă faptul că, arzătorul de combustibil gazos are o rezistenţă aerodinamică de ~ 5 ori mai mică decît arzătorul de păcură.

Tot în figura 8, s-a reprezentat şi curba de variaţie a presiunii relative Δp_g, care reprezintă o măsură a pierderii de presiune pe traseul combustibilului gazos, de la intrarea acestuia în arzător.

În figura 9, s-au trasat curbele de variație a coeficientului de exces de aer α, calculat din analiza gazelor de ardere prelevate dintr-o zonă situată la distanța $l=3$ m.

S-a obținut că $\alpha = 1{,}05$ pentru $p_c = 10$ kg/cm² și $D_c = 290$ kg/h iar $\alpha = 1{,}08$ pentru $p_c = 7$ kg/cm² și $D_c = 250$ kg/cm².

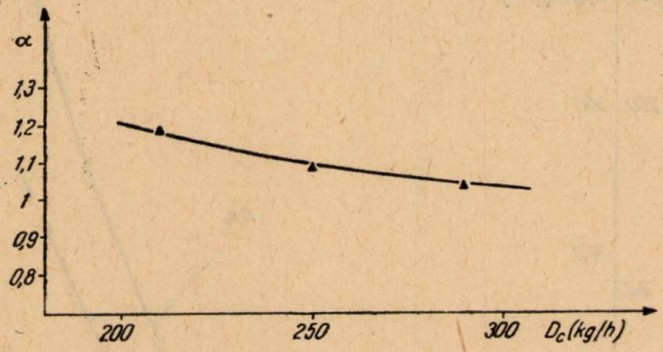


Fig. 9. — Variația coeficientului de exces de aer α, pentru arderea păcurii la $A = 2{,}8$ și $m = 0{,}95$.

Coeficientul de exces α crește o dată cu scăderea debitului de combustibil, astfel că la $D_c = 210$ kg/h, adică $p_c = 5$ kg/cm², $\alpha = 1{,}18$. De asemenea, s-a constatat că arderea completă a combustibilului, avea loc puțin mai înainte de zona caracterizată prin $l = 3$ m.

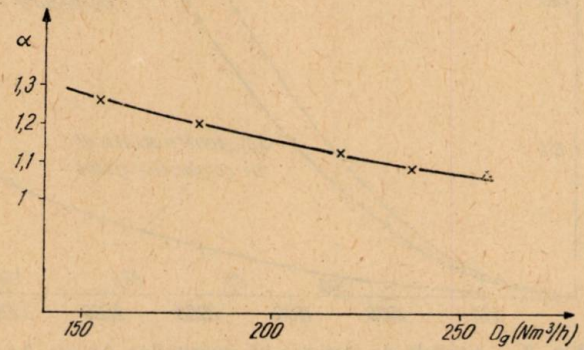


Fig. 10. — Variația coeficientului de exces α, la arderea gazului natural.

La funcționarea pe combustibil gazos având puterea calorifică inferioară $P_{ci} = 13\,250$ kcal/Nm³ arderea combustibilului a avut loc complet, la $\sim$ 2,5 m de conusul terminal al carcasei arzătorului.

În figura 10, se reprezintă curba de variație a coeficientului de exces de aer α, obținut din compoziția gazelor de ardere, prelevate din aceeași zonă ca și la arderea păcurii.

Coeficientul $\alpha = 1{,}08$ la debitul de combustibil gazos $D_g = 250$ Nm³/h, valoarea acestuia crescînd o dată cu scăderea debitului D_g.

Pe baza experimentărilor efectuate, considerăm indicat ca arzătorul combinat cu pulverizare mixtă, denumit prescurtat arzător C.P.M. de 250 kg/h să fie construit cu dimensiunile principale identice cu ale arzătorului combinat 2. Carcasa spirală va trebui însă să se execute din tablă sudată, iar carcasa cilindrică va fi turnată din fontă, întocmai cum rezultă din

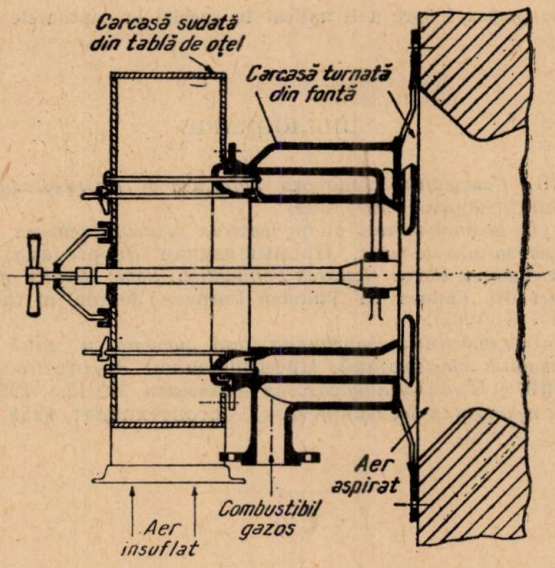


Fig. 11. — Schița arzătorului tip C.P.M. de 250 kg/h.

figura 11. Este indicat să lipsească registrul de aer aspirat, ținînd seama că se aspiră numai 10—15 % din cantitatea de aer necesară arderii.

Aerul aspirat pe lîngă faptul că răcește partea terminală a carcasei arzătorului — o dată cu deschiderea unei clapete de aspirat aer fals situată sub arzător — permite funcționarea la sarcini reduse (pe combustibil gazos) chiar în lipsa aerului insuflat.

3. CONCLUZII

La arzătorul de păcură pulverizarea este mixtă adică constă din combinarea injecției la presiuni relativ scăzute (5—10 kg/cm²) cu pulverizarea cu aer de presiune scăzută (∼100 kg/m² la funcționarea cu aer rece). Acest arzător prezintă o serie de avantaje față de arzătoarele de păcură de alte tipuri.

Dintre acestea menționăm:

— costul sensibil mai redus, al energiei consumate pentru pulverizarea combustibilului, decît la pulverizarea cu abur, aer comprimat sau aer de joasă presiune;

— înlătură pericolul înfundării diusei, care apare la pulverizarea mecanică sub presiune, la debite mijlocii (∼250 kg/h);

— amestecul dintre aer și combustibil este intim, ceea ce permite arderea la excese de aer mici;

— necesită presiuni de injecție relativ mici, iar aerul insuflat folosit la pulverizare are o presiune scăzută;

— funcționarea arzătorului este sigură, fiind posibilă chiar cînd ventilatorul de aer insuflat se defectează.

Arzătorul industrial C.P.M. de 250 kg/h care poate funcționa în condiții bune și pe combustibil gazos se pretează spre a fi aplicat în special la cuptoarele tehnologice ale rafinăriilor de țiței.

BIBLIOGRAFIE

1. А. И. Карабин, *Сжигание жидкого топлива в промышленных установках.* Металлургиздат, 1957, 259.
2. И. М. Ляндо, *О комплектном оборудовании промышленных котлов с топками для сжигания мазута.* Промышленная Энергетика, *2*, 30—31 (1960).
3. J. M. Beer, *International Flame Research Foundation. Some Results of the Trials on Pressure Jet Oil.* Flames in jmuiden Furnace. Journal of the Institute of Fuel, *252*, 3—15 (1962).
4. . . . *О короткопламенных форсунках для мазута и вний Н. П. — 102 для уменьшения отложений.* Промышленная Энергетика, *7* (1962).
5. Г. Н. Абрамович, *Прикладная газовая динамика.* Москва, 1953, 63—70.
6. . . . *Теория и практика сжигания газа*, Гостоптехиздат, 1958, 28—77.

CĂLIN ADRIAN VASILESCU, PERICLE SVORONOS ŞI VICTOR PIMSNER, *Exploatarea raţională a gazelor naturale*. Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1963, 365 p., 269 fig., 58 tabele, 2 pliante, 4 diagrame şi 177 indicaţii bibliografice

Studiile teoretice şi experimentale, ale căror rezultate sînt cuprinse în monografia pe care o prezentăm, au fost iniţiate în urmă cu cîţiva ani de către un grup de cercetători din cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. În strînsă colaborare cu specialişti ai Ministerului Industriei Petrolului şi Chimiei — Direcţia generală a gazului metan — Mediaş s-au elaborat şi s-au introdus în practică o serie de metode originale pentru exploatarea raţională a gazelor naturale.

O primă grupă de probleme asupra căreia şi-au îndreptat atenţia cercetătorii a fost aceea a utilizării diferenţelor de presiune existente atît la sonde cît şi în alte puncte ale traseului de gaze naturale, diferenţe rezolvate pînă atunci prin laminare. Pentru a evidenţia importanţa lor tehnico-economică, vom aminti pe scurt cîteva elemente legate de exploatarea curentă a gazelor naturale.

Funcţie de adîncimea zăcămîntului şi de starea lui de epuizare, gazele au la ieşirea din pămînt presiuni diferite. Ele debitează în sistemul de conducte care le transportă la beneficiari. Cu cît aceştia vor fi mai îndepărtaţi de cîmpul respectiv de gaze naturale — şi acesta este cazul celor mai importanţi consumatori în ţara noastră — cu atît presiunea la pornire, trebuie să fie mai ridicată (introducerea unor staţii de compresoare pe traseu reprezintă evident o sensibilă ridicare a cheltuielilor de exploatare şi trebuie — atîta timp cît este posibil — evitată). Deci conductele nu pot fi alimentate decît de la acele sonde care au presiuni superioare presiunii de transport. Pe măsură ce aceste sonde îşi scad presiunea, trebuie trecute la reţeaua de conducte care furnizează gaze la consumatori mai apropiaţi, pentru ceilalţi urmînd să se foreze noi sonde de mare adîncime. În cazurile limită, respectiv atunci cînd s-a atins presiunea de pornire a celei mai scurte conducte, zăcămîntul nu mai poate fi practic exploatat ceea ce face ca o importantă cantitate de gaz să rămînă nerecuperabilă.

În ceea ce priveşte diferenţele de presiune existente pe diferite puncte ale conductei de transport, ele apar datorită faptului că diferiţi consumatori situaţi la aceste puncte necesită gaz la o presiune inferioară celei de transport.

În lucrare se prezintă soluţiile — unele dintre ele originale — găsite în cursul cercetărilor, menite să evite risipa de energie pe care o reprezenta laminarea. Energia potenţială a gazelor naturale este transformată în lucru mecanic cu ajutorul unor aparate şi maşini: compresorul cu jet de gaze, turbina de trecere şi motorul de gaz metan.

Prin intermediul acestora se recuperează o cantitate de energie, rămasă pînă în prezent nefolosită, ceea ce — şi aceasta constituie cea de-a doua grupă de probleme atacată — poate avea urmări directe asupra modului de organizare a exploatării zăcămintelor de gaze naturale. Examinîndu-se atent posibilităţile oferite de cele trei agregate s-a ajuns la elaborarea unor noi principii de exploatare — cuprinzînd atît extracţia cît şi transportul gazelor naturale — care permit o epuizare mai deplină a zăcămintelor de gaze, mărirea rezervei de gaze pentru consumatorii îndepărtaţi şi a debitului de gaze transportabile printr-o conductă dată.

Compresorul cu jet de gaze este un aparat extrem de simplu, fără piese în mişcare, nu necesită nici un fel de întreţinere sau supraveghere deosebită. Introducerea sa se poate face deci la orice sondă cu cheltuieli cu totul neînsemnate.

Compresorul cu jet se racordează la sondele care dispun de gaze la presiuni superioare celei de transport şi la orizonturi a căror presiune este inferioară acesteia ; realizînd destinderea primelor se obţine suficientă energie pentru comprimarea gazelor de presiune joasă pînă la presiunea conductei. Se asigură astfel, prin utilizarea unei energii, înainte pierdute, exploatarea unor însemnate cantităţi suplimentare de gaze.

Turbina de trecere şi motorul de gaz metan folosesc de asemenea destinderea acestuia dezvoltînd lucru mecanic.

Acesta poate fi transformat în energie electrică prin intermediul unui generator electric sau servi la antrenarea unui compresor. Ultima posibilitate reprezintă o importanţă deosebită pentru transportul gazelor naturale.

Destinderea adiabatică a gazului metan duce la o răcire destul de accentuată a acestuia, fenomen care poate fi folosit pentru obţinerea de frigorii.

Autorii prezintă pe larg atît principiile de funcţionare şi de utilizare ale celor trei agregate amintite cît şi elementele necesare proiectării şi realizării lor.

Monografia cuprinde patru capitole şi 10 anexe.

În capitolul I, *Clasificarea, importanţa şi proprietăţile gazelor naturale*, după ce se face o scurtă prezentare a situaţiei producţiei de gaze naturale pe plan mondial şi în R.P.R. se analizează sistematic proprietăţile fizico-chimice ale gazului metan.

Semnalăm în mod deosebit cititorilor datele privind proprietăţile termodinamice ale gazului metan, ca de pildă : variaţia cu temperatura a căldurii specifice la presiune constantă (inclusiv la temperaturi scăzute), diagramele $T-S$ şi $I-T$, variaţia factorului efectului Joule—Thomson α cu presiunea etc.

Cel de-al doilea capitol : *Exploatarea şi transportul gazelor naturale* trece în revistă principalele elemente privind extracţia, exploatarea şi transportul gazelor naturale. Din paragrafele destinate extracţiei subliniem pe cele privind determinarea presiunii în instalaţia de extras gaze naturale şi, mai ales, stabilirea regimului sondei în exploatare, care stau la baza principiilor de exploatare examinate de autori în continuare. În legătură cu transportul gazului prin conductă, un loc însemnat ocupă problema umidităţii gazelor naturale şi a posibilităţilor de îndepărtare a acesteia. Se dă, printre altele, o metodă originală pentru determinarea umidităţii gazului metan pe cale termodinamică şi se descrie pe larg tehnica utilizării silicagelului la uscarea gazelor naturale.

Capitolul III : *Compresoare şi turbine pentru gaze naturale* prezintă comparativ principiile constructive şi funcţionale ale agregatelor clasice folosite în industria de gaze naturale (compresorul cu piston sau rotativ, turbomotorul cu gaze) cu cele propuse în urma cercetărilor efectuate în Institutul de energetică al Academiei R.P.R. (compresorul cu jet de gaze, turbina

de trecere și motorul de gaz metan). Tratarea problemelor teoretice este însoțită de numeroase date experimentale care ilustrează practic performanțele ce pot fi obținute în exploatare.

Interesantă și adecvată situației din R.P.R. este soluția privitoare la realizarea în țară a turbinelor de trecere. Folosind teoria similitudinii mașinilor rotative pentru cazul funcționării cu fluide de lucru diferite, se deduce modul de comportare a seriilor curente de mașini rotative construite în R.P.R. (turbine cu vapori sau grupuri turbocompresoare de supraalimentare) în ipoteza trecerii lor pe gaze naturale. Se conchide că există deplina posibilitate de a se folosi cu adaptări minime și rezultate pe deplin satisfăcătoare agregatele fabricate curent de industria noastră de mașini.

Ultimul capitol *Epuizarea rațională a cîmpurilor de gaze* cuprinde un prim paragraf în care se descriu modalitățile clasice de exploatare a cîmpurilor folosind presiunea naturală, analizîndu-se care sînt limitele și servituțiile acestui mod de exploatare. Se trece apoi la prezentarea concepției autorilor privind utilizarea energiei disponibile din zăcămintele de gaz metan cu ajutorul compresorului cu jet și a perspectivelor care s-au deschis pe această bază pentru o rațională exploatare a tuturor orizonturilor care formează cîmpul gazeifer.

Utilizarea turbinei de trecere este tratată în strînsă legătură cu problema transportului de gaze, examinîndu-se cele două cazuri întîlnite în practică : mărirea capacității de transport a conductei prin folosirea energiei obținute fie de la alimentarea cu gaze a unui consumator pe traseul conductei fie la consumatorii îndepărtați, în punctul final al magistralei.

Este de subliniat faptul că metodele de calcul stabilite țin seama de evoluția reală a presiunilor în fiecare moment.

Avînd în vedere că industria chimică este una din cele mai mari consumatoare de gaze naturale (atît procentual cît mai ales din punctul de vedere al concentrării consumului de gaz metan în unități mari și foarte mari), precum și faptul că diferitele ramuri ale acestei industrii necesită, în general, alături de mari cantități de căldură, lucru mecanic (în special de comprimare) și frig, autorii se opresc în mod deosebit asupra modalităților complexe pe care agregatele propuse le oferă pentru a satisface, în condiții optime, parțial sau total, aceste necesități.

În încheierea acestui capitol autorii tratează pe scurt și problema gazului metan lichid în legătură cu posibilitatea obținerii de temperaturi coborîte prin destinderea gazelor naturale.

Monografia este însoțită de 5 anexe și o serie de diagrame.

În anexe se dau exemple de calcul a noilor agregate, ca de pildă : calculul adaptării motorului cu ardere internă ca motor de gaz metan, calculul turbinei de gaz metan, calculul compresorului cu jet.

Diagramele elaborate de autori (diagrama *T-s*, diagrama *i-s* etc.) reprezintă un sprijin nemijlocit pentru efectuarea diferitelor calcule legate de realizarea și utilizarea metodelor și instalațiilor expuse.

La cunoștiințele și experiența personală a autorilor, lucrarea a adăugat o bogată informare bibliografică, ilustrată în cele peste 150 de titluri la care se fac referințe, în afara materialelor elaborate și publicate anterior de dînșii.

Prezentînd pentru prima oară în țara noastră — și, după cunoștința noastră, în literatura mondială de specialitate — o expunere sistematică a principiilor de exploatare rațională a gazelor naturale, principii în bună parte originale, precum și modalitățile practice de a le aplica în condiții optime, ilustrînd realizările obținute cu bogate date experimentale și de exploatare curentă, sîntem siguri că lucrarea va constitui un ajutor prețios pentru toți cei care se ocupă de această problemă, de la specialiștii din industria extractivă de gaze pînă la cei care proiectează și construiesc mașinile pentru utilizarea energiei potențiale a gazelor.

Simion Faur

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

CĂLIN ADRIAN VASILESCU, PERICLE SVORONOS şi VICTOR PIMSNER, **Exploatarea raţională a gazelor naturale**, 367 p. + 7 pl., 26,40 lei.

A. MORARU, **Amplidina (maşina electrică amplificatoare de curent continuu cu cîmp transversal)**, 328 p. + 2 pl., 14,90 lei.

GH. CARTIANU, **Modulaţia de frecvenţă** (în limba rusă), 579 p. + 7 pl., 39,10 lei.

TRAIAN SĂLĂGEAN, **Fenomene fizice şi metalurgice la sudarea cu arcul electric a oţelurilor**, 219 p., 12,10 lei.

GR. C. MOISIL, **Circuite cu tranzistori**, vol. I, 142 p., 8,25 lei; vol. II, 156 p., 8,55 lei.

* * * **Probleme de automatizare. II. Folosirea maşinilor electronice de calcul în industrie şi economie. Extrase din lucrările prezentate la Consfătuirea asupra maşinilor electronice de calcul (ianuarie 1960)**, 171 p., 8,55 lei.

* * * **Probleme de automatizare. III. Sesiunea asupra problemelor teoretice şi practice privitoare la automatizările industriale (13 octombrie 1960)**, 188 p., 8,80 lei.

* * * **Probleme de automatizare. IV. Sesiunea asupra problemelor teoretice şi practice privitoare la automatizările industriale (noiembrie 1961)**, 264 p. + 3 pl., 13,50 lei.

C. PENESCU, **Automatica şi telemecanica sistemelor energetice**, vol. III, 417 p. + 9 pl., 30,20 lei.

N. TIPEI, V. N. CONSTANTINESCU, AL. NICA şi O. BIŢĂ, **Lagăre cu alunecare (calcul, proiectare, ungere)**, 436 p., 23,70 lei.

P. P. TEODORESCU, **Probleme plane în teoria elasticităţii**, 996 p. +9 pl., 42,80 lei.

E. ZAHARESCU, **Contribuţii la studiul capacităţii portante a fundaţiilor**, 300 p. + 4 pl., 16,40 lei.

V. VISARION, **Elemente pentru calculul plăcilor curbe subţiri elastice**, 385 p., 16,80 lei.

M. SOARE, **Application des équations aux différences finies au calcul des coques**, 460 p.+8 pl., 33,80 lei.

* * * **Tehnica nucleară în sprijinul producţiei. Unele realizări ale Institutului de fizică atomică al Academiei R.P.R.**, 253 p. +1 pl., 14,30 lei.

T. OROVEANU, **Scurgerea fluidelor prin medii poroase neomogene**, 329 p., 16,30 lei.

* * * **Sesiunea ştiinţifică jubiliară a Institutului de mecanică aplicată „Traian Vuia" al Academiei R.P.R.**, 445 p. + 1 pl., 23,30 lei.

F2701/B

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

SERIA B

1964 MAR 24

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

4

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
St. cerc. energ. Vol. 13 Nr. 4-B p. 445—588 Bucureşti 1963

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XIII, nr. 4, 1963 **Apare de 4 ori pe an**

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU;
Acad. R. RĂDULEŢ — *redactor responsabil*;
Acad. M. BERCOVICI;
C. DINCULESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*;
A. C. VASILESCU — *secretar ştiinţific*;
G. BĂRĂNESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
I. BLUM;
T. IONESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.;
V. PIMSNER;
L. STOICESCU;
D. GRECOV.

REDACŢIA: BUCUREŞTI, Şoseaua Vitan nr. 236

CONSIDERAȚII TERMODINAMICE PRIVIND EXPULZAREA GAZELOR DIN ANTECAMERA MOTORULUI CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE

DE

CĂLIN ADRIAN VASILESCU

Motoarele cu aprindere prin compresiune și antecameră constituie o formulă utilizată în construcțiile de mașini moderne atît în străinătate cît și în țara noastră. Perfecționarea proceselor energetice din aceste motoare este legată de cunoașterea fenomenelor ce au loc în camera de ardere divizată a motorului. Unul din momentele importante al acestor procese îl constituie expulzarea amestecului din antecameră în camera principală de combustie, ca urmare a arderii unei părți din combustibil în camera separată.

Expulzarea gazelor trebuie făcută după o anumită lege specifică fiecărui motor, în scopul asigurării condițiilor optime de ardere în camera principală și limitării duratei arderii. Odată aceste condiții asigurate, expulzarea gazelor din antecameră trebuie făcută astfel încît energia pierdută în procesul de expulzare să fie cît mai redusă ceea ce contribuie la mărirea randamentului efectiv al motorului și deci la micșorarea consumului de combustibil.

Pentru a avea o imagine a posibilităților ce există de a micșora consumul de energie în procesul de expulzare, în lucrarea de față se analizează termodinamic, două cazuri limită teoretice de expulzare a gazelor din antecameră. Alegerea cazurilor limită studiate a fost determinată de considerarea posibilităților de a controla durata perioadei de întîrziere la autoaprindere.

1. Ca urmare a compresiunii produse de deplasarea pistonului, în antecamera motorului cu aprindere prin compresiune și cameră divizată, are loc o creștere de presiune și de temperatură, precum și o mișcare a aerului. În acest mediu începe să se producă, înainte de punctul mort interior, injecția de combustibil. În funcție de proprietățile fizico-chimice ale moto-

rinei, de tipul antecamerei și de parametrii fizici ai mediului în care se execută injecția, are loc aprinderea combustibilului după epuizarea, în prealabil, a perioadei de întîrziere la autoaprindere.

Se consideră că partea de combustibil care a fost injectată în timpul perioadei de întîrziere la autoaprindere arde rapid, iar partea de combustibil injectată ulterior arde treptat, pe măsură ce este introdusă în cilindru.

În cazul motoarelor cu antecameră, masa principală de combustibil se grupează în regiunea difuzorului antecamerei; după trecerea perioadei de întîrziere la autoaprindere, se produce arderea unei părți din combustibil și se creează astfel condițiile expulzării gazelor în camera principală de ardere, deci și a masei principale de combustibil. Arderea continuă în antecameră și după terminarea arderii violente; cantitatea de combustibil arsă în această perioadă depinde în general de încărcarea motorului și de durata perioadei de întîrziere la autoaprindere. Se pot imagina două cazuri limită: un prim caz în care durata întîrzierii la autoaprindere este atît de mare încît prin arderea rapidă a combustibilului acumulat în acest timp se va produce expulzarea completă a gazelor din antecameră. Al doilea caz limită ia în discuție o perioadă de întîrziere la autoaprindere mai mică: se consideră o ardere violentă pînă ce s-a atins raportul critic de presiune între cameră și cilindru, urmată de o ardere lentă, pentru a menține continuu acest raport de presiuni. Alegerea acestui de-al doilea caz limită a fost determinată de observația că dat fiind forma orificiilor antecamerei, nu se poate depăși regimul critic de curgere.

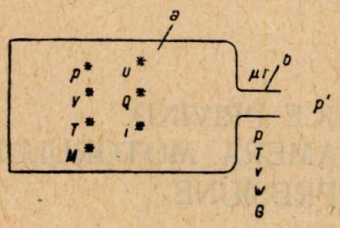


Fig. 1. — Schema pentru calculul proceselor de curgere din antecameră; *a* — vas; *b* — orificiu.

Pentru a putea analiza termodinamic aceste două cazuri, s-au făcut următoarele ipoteze:

— se consideră că arderea s-a înlocuit cu o încălzire și prin urmare calitatea fluidului de lucru nu se modifică;

— se neglijează aportul treptat de substanță rezultat al procesului de injecție;

— se consideră că arderea combustibilului injectat în perioada de întîrziere la autoaprindere are loc instantaneu;

— se consideră constantă presiunea mediului în care se realizează curgerea;

— se neglijează schimbul de căldură cu mediul exterior;

— se consideră evoluțiile reversibile;

— se consideră ipoteza gazelor ideale.

Modelul fizic analizat este imaginat ca un vas *a* de volum constant (fig. 1) prevăzut cu un orificiu *b*. În vas se află gaz care este încălzit; ca urmare se produce o curgere a gazului din vas prin orificiu în mediul exterior.

În analiza efectuată, s-a considerat numai regimul de curgere supracritic, deoarece expulzarea cantității de combustibil care va arde în camera

principală se face în prima parte a procesului de curgere din antecameră.

2. S-au folosit următoarele notații :

$A\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kgm}}\right]$ — echivalentul caloric al lucrului mecanic,

$p\left[\frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}\right]$ — presiune,

V [m³] — volum,

T [°K] — temperatură,

M [kg] — cantitatea de gaz,

$R\left[\frac{\text{kgm}}{\text{kg °K}}\right]$ — constanta gazului,

$u\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ — energie internă specifică,

$i\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ — entalpie specifică,

$c_v\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg grd}}\right]$ — căldură specifică la volum constant,

$c_p\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg grd}}\right]$ — căldură specifică la presiune constantă,

$\varkappa$ [—] — exponentul izentropic,

Q [kcal] — căldură,

$P_{c_i}\left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ — putere calorică inferioară,

μ [—] — coeficient de debit,

f [m²] — secțiune de curgere,

$w\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ — viteză de curgere,

τ [s] — timp,

Γ [kg] — cantitatea de gaz care a curs prin orificiul b,

E [kgm] — energia cantității de gaz care a curs.

S-au folosit indicii : 0 (zero) — pentru starea inițială și ca exponent * (stelat) pentru mărimile măsurate în cameră, ′ (prim) pentru mărimile măsurate în exterior ; fără indici s-au notat mărimile determinate în secțiunea de curgere, în punctul unde se stabilește viteza maximă.

3. La baza calculelor stau ecuația debitului care curge și ecuația energiei. Ecuația debitului se scrie, pentru condițiile critice

$$G = \frac{\mu f}{v}\sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa+1}RT^*};$$

ținînd seama că destinderea gazului care curge este izentropică volumul specific măsurat în secțiunea de curgere poate fi exprimat în funcție de mărimile din cameră cu relația

$$v = R\frac{T^*}{p^*}\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa-1}},$$

astfel că ecuația debitului devine :

$$G = \frac{\mu f p^*}{RT^*}\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}\sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa+1}RT^*},$$

sau

$$G = \frac{\mu f p^*}{RT^*}\psi\sqrt{RT^*}, \tag{1}$$

unde $\psi = \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}\sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa+1}}$ reprezintă un termen constant (pentru un fluid dat).

Ecuația bilanțului de energie se scrie :

$$\mathrm{d}\,(M^*\,u^*)\,\mathrm{d}Q^* + i^*\,\mathrm{d}M^*$$

sau

$$M^*\,\mathrm{d}u^* = \mathrm{d}Q^* + (i^* - u^*)\,\mathrm{d}M^*$$

și ținînd seama de ipoteza gazelor ideale

$$M^*\,c_v\,\mathrm{d}T^* = \mathrm{d}Q^* + ART^*\,\mathrm{d}M^*. \tag{2}$$

Dar variația cantității de substanță din cameră este determinată tocmai de debitul curs

$$\mathrm{d}M^* = -G\,\mathrm{d}\tau,$$

astfel că ecuația (2) devine

$$M^*\,c_v\,\mathrm{d}T^* = \mathrm{d}Q^* - ART^*\,G\,\mathrm{d}\tau.$$

Se fac înlocuirile $M^* = \frac{p^*V^*}{RT^*}$; $c_v = \frac{AR}{\varkappa-1}$ și ținîndu-se seama și de relația (1) se obține :

$$\frac{\mathrm{d}T^*}{\mathrm{d}\tau} = \frac{T^*}{V^*}(\varkappa-1)\left[\frac{1}{A}\frac{1}{p^*}\frac{\mathrm{d}Q^*}{\mathrm{d}\tau} - \mu f\psi\sqrt{RT^*}\right]. \tag{3}$$

Cu ajutorul acestor relații și a ecuației caracteristice a gazelor perfecte se va stabili modul de variație al temperaturii T^*, al presiunii p^* al cantității de gaz care a curs Γ și a energiei gazului care a curs E separat pentru cele două cazuri considerate.

4. Se consideră că arderea a avut loc instantaneu deci este vorba de o încălzire la volum constant. S-a dezvoltat întreaga cantitate de căldură Q^*; temperatura gazului din cameră a devenit: $T_0^* = T_0' + \frac{Q^*}{M^* c_v}$ și presiunea $p_0^* = p' \frac{T_0^*}{T_0'}$. De aici înainte urmează curgerea gazului, ceea ce are drept efect scăderea presiunii și temperaturii. Se va urmări prin calcul fenomenul pînă ce $\frac{p}{p^*} = \left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}$ adică atît timp cît se menține regimul supracritic de curgere.

Deoarece în timpul procesului de curgere $\frac{dQ^*}{d\tau} = 0$, ecuația (3) devine

$$\frac{dT^*}{d\tau} = -T^*(\varkappa - 1)\,\psi\varepsilon\sqrt{T^*}, \tag{4}$$

unde s-a notat factorul constant:

$$\varepsilon = \frac{\mu f}{V^*}\sqrt{R}. \tag{5}$$

Prin integrarea ecuației (4) și ținînd seama că la timpul $\tau = 0$, $T^* = T_0^*$ se obține variația temperaturii în cazul analizat

$$T^* = \frac{T_0^*}{\left(1 + \frac{(\varkappa - 1)\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)^2}. \tag{6}$$

Procesul din cameră se petrece fără schimb de căldură cu mediul exterior și reversibil. Prin urmare între două stări consecutive ale gazului se poate scrie relația între presiuni și temperaturi

$$\frac{p^*}{p_0^*} = \left(\frac{T^*}{T_0^*}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}},$$

în care introducîndu-se relația (6) se obține

$$\frac{p^*}{p_0^*} = \frac{1}{\left(1 + \frac{(\varkappa - 1)\,\varepsilon\,\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)^{\frac{2\varkappa}{\varkappa-1}}}. \tag{7}$$

Cu ajutorul relației (7) se poate determina momentul în care se atinge raportul critic de presiuni, adică durata fenomenului studiat. Se poate scrie timpul τ:

$$\tau = \frac{2}{(\varkappa-1)\,\varepsilon\,\psi\sqrt{T_0^*}}\left[\left(\frac{p^*}{p_0^*}\right)^{\frac{1-\varkappa}{2\varkappa}} - 1\right]$$

și punînd $p^* = p'\left(\frac{\varkappa+1}{2}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}$ se obține timpul τ_{cr} scurs pînă ce se atinge regimul critic de curgere

$$\tau_{cr} = \frac{2}{(\varkappa-1)\,\varepsilon\,\psi\sqrt{T_0^*}}\left[\left(\frac{p'}{p_0^*}\right)^{\frac{1-\varkappa}{2\varkappa}}\sqrt{\frac{2}{\varkappa+1}} - 1\right]. \tag{8}$$

Cantitatea de substanță ce a curs pînă la timpul τ este dată de relația

$$\Gamma = \int_0^\tau -\mathrm{d}M^*.$$

Ținînd seama de relațiile (1) și (5) și de egalitatea $\mathrm{d}M^* = -G\mathrm{d}\,\tau$ se scrie

$$\Gamma = \int_0^\tau G\,\mathrm{d}\,\tau = \frac{\varepsilon\psi V^*}{R}\int_0^\tau \frac{p^*}{\sqrt{T^*}}\,\mathrm{d}\tau. \tag{9}$$

Se înlocuiesc în expresia (9) relațiile (7) și (6) și prin integrare, se obține

$$\Gamma = M_0^*\left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{(\varkappa-1)\,\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)^{\frac{2}{\varkappa-1}}}\right]. \tag{10}$$

Energia gazului care a curs este dată de relația

$$E = -\int_0^\tau \mathrm{d}M^*\,\frac{w^2}{2g} = \int_0^\tau G\frac{w^2}{2g}\,\mathrm{d}\tau.$$

Ținînd seama de expresia (1) se obține

$$E = \int_0^\tau G\frac{w^2}{2g}\,\mathrm{d}\tau = \frac{\mu f}{2g}\int_0^\tau \frac{w^3}{v}\,\mathrm{d}\tau. \tag{11}$$

Se înlocuiește viteza $w = \sqrt{2g\frac{\varkappa}{\varkappa+1}RT^*}$ și volumul specific în

funcție de mărimile măsurate în cameră : $v = R\frac{T^*}{p^*}\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa-1}}$ și prin urmare

$$E = \frac{\varkappa}{\varkappa+1} V^* \varepsilon\psi \int_0^\tau p^* \sqrt{T^*}\, d\tau. \tag{12}$$

Se înlocuiesc în relația (12) expresiile (7) și (6) și se obține :

$$E = \frac{p_0^* V^*}{\varkappa+1}\left[1 - \frac{1}{\left(1+\frac{(\varkappa-1)\,\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)^{\frac{2\varkappa}{\varkappa-1}}}\right]. \tag{13}$$

Cu ajutorul relațiilor de mai sus s-a calculat variația mărimilor T^*, p^*, Γ și E în timp, pînă ce curgerea atinge domeniul critic, considerîndu-se o cameră avînd volumul $V^* = 87.10^{-6}$ m^3, secțiunea de curgere $f = 142.10^{-6}$ m^2, coeficientul de debit $\mu = 0{,}8$, presiunea și temperatura de la care începe arderea $p' = 32.10^4 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$ respectiv $T' = 785$ °K. Prin aceasta s-au luat valori apropiate de cele ale unui motor cu aprindere prin compresiune și antecameră, avînd o cilindree unitară de 5 l. Cantitatea de căldură folosită la încălzire Q^* s-a considerat mai întîi reprezentînd cea corespunzătoare arderii stoechiometrice a combustibilului cu cantitatea de aer aflată în cameră

$$Q^* \cong \frac{1}{15} M_0^* P_{c_i} = \frac{1}{15}\frac{p' V^*}{RT'} P_{c_i}$$

și apoi cantități mai mici de căldură, respectiv 50% Q^* și 25% Q^* pentru a ține seama de faptul că în antecameră nu se dezvoltă în general toată energia chimică a combustibilului ca urmare a reacțiilor chimice incomplete.

În figurile 2, 3, 4 și 5 se prezintă rezultatul acestor calcule. Pe aceleași figuri s-au trasat în abscisă timpul τ_{cr} la care se atinge pentru diferite cantități de căldură Q^* regimul critic de curgere.

Analiza diagramelor arată că folosirea unor cantități de căldură din ce în ce mai mari în timpul încălzirii la volum constant conduce la creșterea temperaturii inițiale T_0^* și presiunii inițiale p_0^* din cameră. Ca urmare, crește și timpul scurs pînă la atingerea regimului critic de curgere τ_{cr}, creșterea fiind relativ mai mică pentru valori mai mari ale cantității de căldură ; de asemenea cresc mărimile Γ și E.

5. Se consideră că arderea are loc în două etape : mai întîi se dezvoltă instantaneu o cantitate de căldură Q_1^* care servește să aducă gazul din cameră pînă la presiunea critică. Ca urmare presiunea gazului din cameră va fi :

$$p_0^* = p'\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{-\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}$$

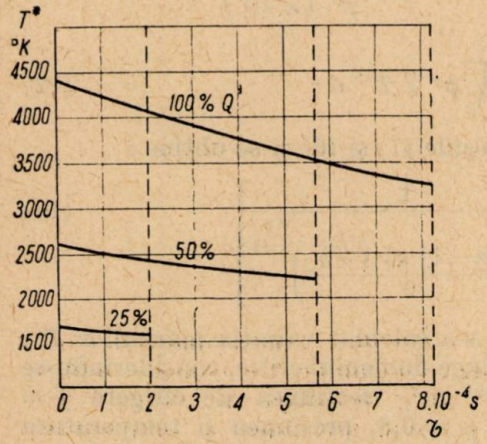


Fig. 2. — Variaţia temperaturii gazului din cameră T^* în funcţie de timp τ, pentru diferite cantităţi de căldură Q^*, proces de încălzire la volum constant.

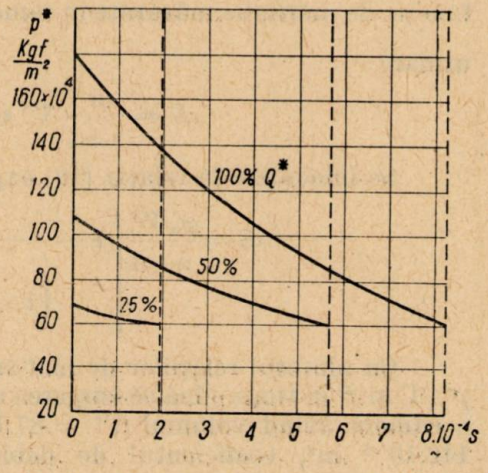


Fig. 3. — Variaţia presiunii gazului din cameră p^* în funcţie de timp τ, pentru diferite cantităţi de căldură Q^* ; proces de încălzire la volum constant.

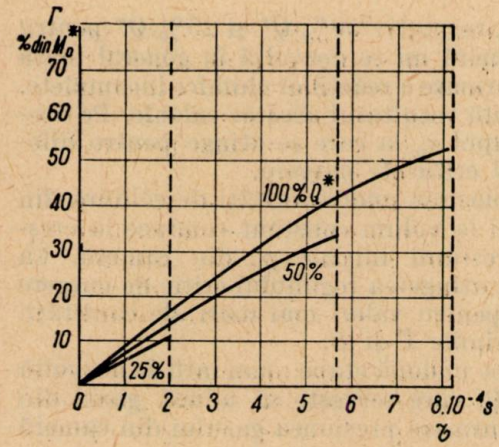


Fig. 4. — Variaţia procentuală a cantităţii de gaz ce curge Γ în funcţie de timp τ, pentru diferite cantităţi de căldură Q^* ; proces de încălzire la volum constant.

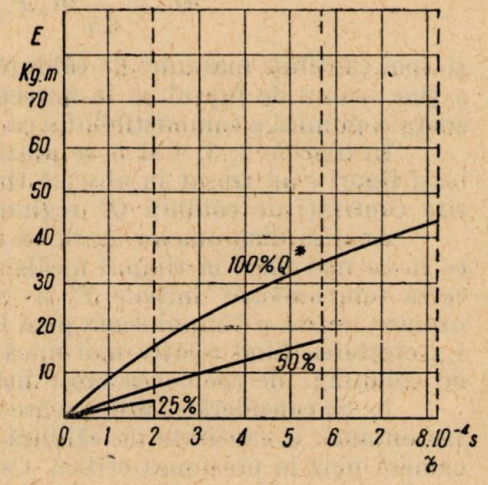


Fig. 5. — Variaţia energiei E a cantităţii de gaz ce curge în funcţie de timp τ, pentru diferite cantităţi de căldură Q^* ; proces de încălzire la volum constant.

și temperatura (procesul fiind la volum constant)

$$T_0^* = T' \frac{p_0^*}{p'}.$$

În acest proces s-a consumat cantitatea de căldură:

$$Q_1^* = M_0^* c_v (T_0^* - T').$$

Restul de căldură $Q^* - Q_1^* = Q_2^*$ se introduce treptat în gazul din cameră pe măsură ce acesta curge, astfel ca presiunea să rămînă în continuu constantă, menținîndu-se prin urmare condițiile critice; se realizează astfel o încălzire mixtă. Este evident că deoarece cantitatea de gaz din cameră scade, presiunea trebuind să rămînă constantă, temperatura va crește și prin urmare dezvoltarea căldurii va trebui să se facă după o lege crescătoare care urmează să se stabilească. Se caută în cele ce urmează variația mărimilor studiate.

Legea gazelor perfecte scrisă pentru o stare oarecare a gazului $p^* V^* = M^* R T^*$ și pentru starea inițială $p_0^* V^* = M_0^* R T_0^*$ (ținînd seama că presiunea $p^* = p_0^*$ este constantă) permite să se obțină relația

$$M^* T^* = M_0^* T_0^*.$$

Prin diferențierea acestei relații se capătă expresia:

$$M^* \mathrm{d}T^* + T^* \mathrm{d}M^* = 0.$$

Înlocuindu-se $M^* = \frac{p^* V^*}{R T^*}$ și $\mathrm{d}M^* = -G\,\mathrm{d}\tau$ și ținînd seama de relația (1) se obține

$$T^{*-\frac{3}{2}}\,\mathrm{d}T^* = \varepsilon\,\psi\,\mathrm{d}\tau.$$

Prin integrarea acestei ecuații și ținînd seama că la timpul $\tau = 0$, temperatura $T^* = T_0^*$ se obține relația de variație a temperaturii în timp

$$T^* = \frac{T_0^*}{\left(1 - \frac{\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)^2}. \tag{14}$$

Presiunea este constantă prin ipoteză.

Cantitatea de gaz ce curge se calculează cu relația

$$\Gamma = -\int_0^\tau \mathrm{d}M^* = \int_0^\tau G\,\mathrm{d}\tau = M_0^* T_0^* \varepsilon\psi \int_0^\tau \frac{\mathrm{d}\tau}{\sqrt{T^*}}, \tag{15}$$

expresie în care se înlocuiește temperatura cu relația (14). Se obține astfel cantitatea ce a curs:

$$\Gamma = M_0^* \sqrt{T_0^*}\,\varepsilon\psi\left(\tau - \frac{\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{4}\tau^2\right). \tag{15'}$$

Energia cantității de gaz ce curge este dată de relația

$$E = -\int_0^\tau \mathrm{d}M^* \frac{w^2}{2g} = \int_0^\tau G\frac{w^2}{2g}\,\mathrm{d}\tau = \frac{\mu f}{2g}\int_0^\tau \frac{w^3}{v}\,\mathrm{d}\tau.$$

Ținînd seama de expresia vitezei (în domeniul critic) și de relația pentru volumul specific $v = R\frac{T^*}{p^*}\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{-\frac{1}{\varkappa-1}}$, se obține expresia (unde s-a scris $p^* V^* = M_0^* RT_0^*$)

$$E = \frac{\varkappa}{\varkappa+1} M_0^* RT_0^* \varepsilon\psi\int_0^\tau \sqrt{T^*}\,\mathrm{d}\tau; \tag{16}$$

prin înlocuirea temperaturii din relația (14) și integrare se obține energia vinei de gaz

$$E = 2\ M_0^* RT_0^* \frac{\varkappa}{\varkappa+1} \ln \frac{1}{\left(1 - \frac{\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)}. \tag{16'}$$

Legea de dezvoltare a căldurii se deduce din ecuația (3) care capătă forma

$$\mathrm{d}Q_2^* = ARM_0^* T_0^*\left[\frac{1}{\varkappa-1}\frac{\mathrm{d}T^*}{T^*} + \psi\varepsilon\sqrt{T^*}\,\mathrm{d}\tau\right].$$

Prin înlocuirea temperaturii cu relația (14) și integrare se obține

$$Q_2^* = ARM_0^* T_0^* \ln \frac{1}{\left(1 - \frac{\varepsilon\psi\sqrt{T_0^*}}{2}\tau\right)^{\frac{2\varkappa}{\varkappa-1}}}. \tag{17}$$

Evident că procesul decurge atîta timp cît se realizează încălzirea, însă în cazul real dezvoltarea căldurii este limitată de posibilitatea arderii combustibilului, adică de existența aerului.

În figura 6 se prezintă variația mărimilor calculate în funcție de timp. S-a trasat paralel cu abscisa liniile corespunzătoare consumării a 100% Q^* respectiv 50 și 25%. La trasarea acestor linii s-a avut în vedere că $Q_2^* = Q^* - Q_1^*$ unde Q_1^* reprezintă căldura deja consumată în procesul încălzirii la volum constant iar Q_2^* căldura consumată în timpul încălzirii la presiune constantă.

Diagrama arată o creștere puternică a temperaturii pe măsură ce cantitatea de gaz din cameră se micșorează. În mod corespunzător crește și cantitatea de căldură necesară pentru încălzire. În timp ce cantitatea de gaz ce a curs Γ tinde spre un palier (determinat de M_0^*) energia acestuia este crescătoare ca urmare a creșterii continue a temperaturii.

6. Analiza efectuată mai sus permite să se facă cîteva comparații între cele două procese. În figura 7 se prezintă modul cum variază la finele

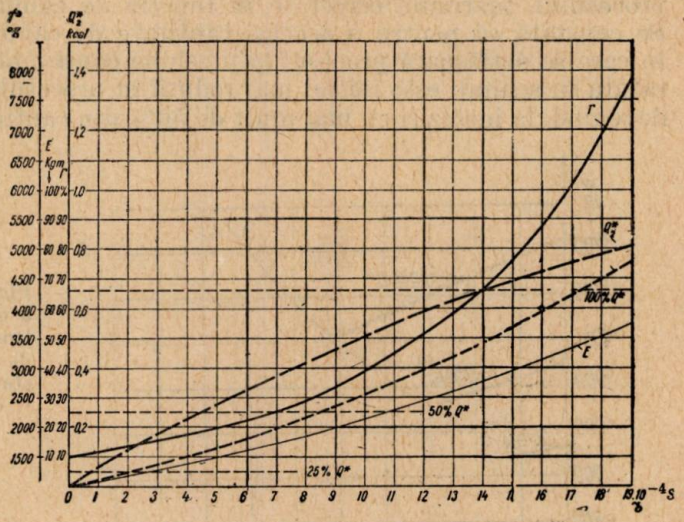


Fig. 6. — Variația temperaturii gazului T^* a cantității de gaz ce a curs Γ, a energiei gazului ce a curs E și a cantității de căldură care a servit la încălzire Q_2^* în funcție de timp τ, proces de încălzire mixtă.

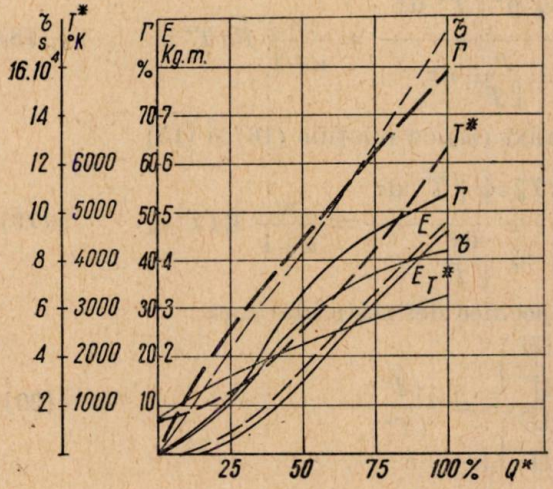


Fig. 7. — Variația timpului τ în care se petrece procesul de curgere, a temperaturii finale T^*, a cantității de gaz care a curs Γ și a energiei acestuia E, în funcție de timp τ; linie plină — proces de încălzire la volum constant, linie punctată — proces de încălzire mixt.

procesului, mărimile cercetate în funcție de căldura utilizată în proces. Se constată că pentru o aceeași cantitate de căldură consumată, timpul în care se desfășoară procesul la presiune constantă este mai lung, temperatura în schimb este inițial mai redusă în procesul la presiune constantă, devenind, la încălziri cu mai mult de 50% din cantitatea totală de căldură

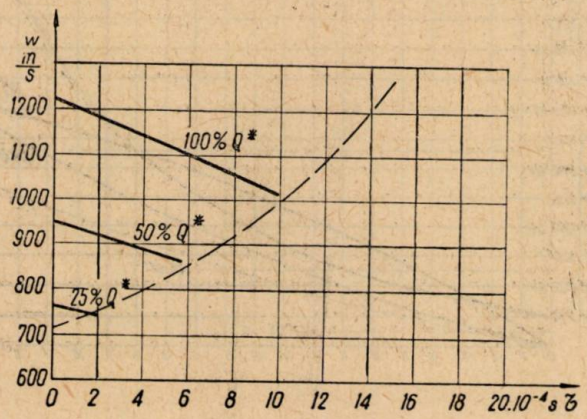


Fig. 8. — Viteza de curgere a gazului w în funcție de timp τ; linie plină — proces de încălzire la volum constant; linie punctată — proces de încălzire mixt.

superioară temperaturii procesului cu încălzire la volum constant. Pentru aceeași cantitate de căldură consumată, cantitatea de substanță expulzată este mai importantă în cazul procesului cu încălzire mixtă, în timp ce energia gazului este comparabilă ca valoare, în general viteza de curgere a gazului este mai mare în cazul încălzirii la volum constant (fig. 8).

O măsură a energiei jetului o poate constitui energia pe unitatea de cantitate de substanță, adică $\frac{dE}{d\Gamma}$. Pentru procesul de încălzire la volum constant (v) se poate scrie cu relațiile (9) și (12):

$$\left(\frac{dE}{d\Gamma}\right)_v = \frac{\frac{\varkappa}{\varkappa+1} V^* \varepsilon\psi\, p^* \sqrt{T^*}\, d\tau}{\frac{\varepsilon\,\psi\, V^*}{R} \frac{p^*}{\sqrt{T^*}}\, d\tau} = \frac{\varkappa}{\varkappa+1} R(T^*)_v \qquad (18)$$

și pentru procesul de încălzire mixt (m) cu relațiile (16) și (15)

$$\left(\frac{dE}{d\Gamma}\right)_m = \frac{\frac{\varkappa}{\varkappa+1} M_0^* R T_0^* \varepsilon\psi \sqrt{T^*}\, d\tau}{M_0^*\, T_0^*\, \varepsilon\psi \frac{d\tau}{\sqrt{T^*}}} = \frac{\varkappa}{\varkappa+1} R(T^*)_m. \qquad (19)$$

Raportul acestor energii specifice definește mărimea:

$$\chi = \frac{\left(\frac{dE}{d\Gamma}\right)_v}{\left(\frac{dE}{d\Gamma}\right)_m} = \frac{(T^*)_v}{(T^*)_m}, \qquad (20)$$

a cărei reprezentare s-a făcut în figura 9 din această diagramă se constată că forma curbei este descrescătoare adică pe măsură ce crește timpul în care se produce procesul, energia specifică a celor două procese tinde să se

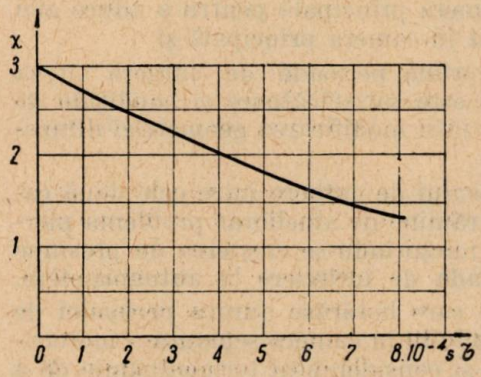


Fig. 9. — Variația factorului χ în funcție de timp τ.

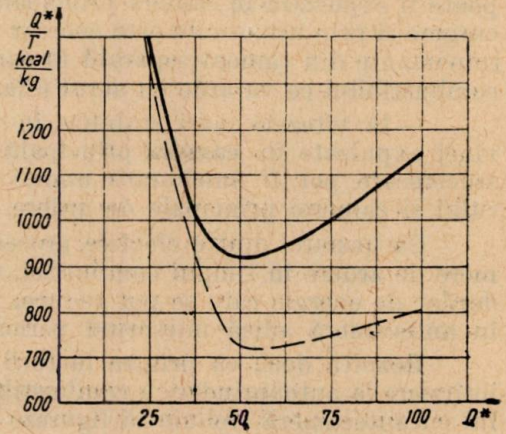


Fig. 10. — Variația căldurii consumate pentru a expulza substanța din cameră $\frac{Q^*}{\Gamma}$ în funcție de căldura consumată Q^*; linie plină proces de încălzire la volum constant; linie punctată — proces de încălzire mixt.

egalizeze; în domeniul studiat energia specifică a jetului rezultat din procesul de încălzire la volum constant este mai mare.

O altă mărime specifică este raportul $\frac{Q^*}{\Gamma}$ căldura raportată adică căldura consumată pentru a expulza anumită cantitate de substanță. În figura 10 se prezintă curbele calculate conform acestui exemplu; se constată că valoarea căldurii raportată la substanță expulzată este mai mică în cazul procesului de încălzire mixtă decît în cazul procesului de încălzire la volum constant, curbele respective trecînd printr-un minimum în funcție de căldura dezvoltată.

Ca urmare a celor prezentate se pot trage următoarele concluzii:

— Procesul de încălzire la volum constant, cu cantități importante de căldură a gazului dintr-o cameră este însoțit de creșteri mari de presiune și de temperatură care conduc în general la viteze de curgere mari.

— Comparînd procesele de curgere cu încălzire mixtă și cu încălzire la volum constant, se constată că pentru aceeași cantitate de căldură consumată, durata procesului cu încălzire mixtă este mai mare;

Analiza efectuată arată că pentru o anumită cantitate de căldură consumată, cantitatea de substanță care curge este mai mare în cazul procesului mixt, ceea ce arată o utilizare mai bună a căldurii în scopul expulzării gazului.

Pentru a transpune rezultatele acestei analize la motoarele cu antecameră se consideră că :

— masa principală de combustibil grupată în regiunea difuzorului poate fi expulzată în camera principală în primele etape ale procesului de curgere şi prin urmare nu este necesar să se aştepte curgerea unei cantităţi importante din camera separată în camera principală pentru a aduce aici combustibilul ce va arde cu aerul aflat în camera principală şi

— la vitezele mari stabilite în prima perioadă de curgere viteza vinei expulzate în camera principală este satisfăcătoare şi condiţiile de amestecare pot fi ameliorate numai prin modificarea geometriei difuzorului şi camerei principale de ardere.

Ca urmare, dintre efectele procesului de curgere între cele două camere de ardere în timpul combustiei, rămîne de ameliorat problema pierderilor de energie care se pot reduce, micşorîndu-se creşterea de presiune în antecameră adică micşorînd perioada de întîrziere la autoaprindere.

Rezultă deci, că printre factorii care hotărăsc durata perioadei de întîrziere la autoaprindere a combustibilului în camera separată a motorului cu antecameră trebuie să figureze şi considerentul termodinamic de a nu creşte prea mult presiunea, respectiv temperatura, peste valorile care conduc la o curgere în regim critic, deoarece în acest caz, cresc pierderile în procesul de curgere dintre cele două camere.

THERMODYNAMISCHE BETRACHTUNGEN ÜBER DEN AUSSTOß DER GASE AUS DER VORKAMMER EINES DIESELMOTORS

ZUSAMMENFASSUNG

In vereinfachter Weise wird der Vorgang des Gasausstoßes aus der Vorkammer in die Hauptkammer untersucht, wobei zwei äußerste Fälle in Betracht gezogen werden : Erwärmung bei konstantem Volumen (entsprechend einer langen Verzögerungsperiode der Selbstzündung) und gemischte Erwärmung teilweise bei konstantem Volumen — bis der kritische Strömungszustand erreicht wird — und teilweise bei konstantem Druck. Unter Annahme idealer Gase werden die Gleichungen entwickelt, welche für den Erwärmungsvorgang bei konstantem Volumen die Änderung der Temperatur T^* (6), des Druckes p^* (7), der Ablaufzeit des Vorganges bis zum Erreichen des kritischen Strömungszustandes τ_{kr} (8) der abgeströmten Stoffmenge Γ (10) und der Energie dieser Stoffmenge E (13) angeben, und für den gemischten Erwärmungsvorgang : die Temperaturgleichung (14), der abgeströmten Gasmenge (15′), der Energie des abgeströmten Gases (16′), sowie die Gleichung welche die Wärmezuführung während des

Erwärmungsvorganges bei konstantem Druck Q_2^* (17) angibt. Die Ergebnisse werden für dasselbe Beispiel vergleichsweise untersucht und dabei gezeigt, daß der gemischte Erwärmungsvorgang länger anhält und zum Ausstoß einer größeren Stoffmenge führt. Infolgedessen wird beim gemischten Erwärmungsprozeß die zum Ausstoß der Gasmasse aus der Kammer verbrauchte Wärme besser ausgenutzt. Ebenso sind auch die Energieverluste geringer, weil die spezifische Energie der in Bewegung befindlichen Gasmasse beim gemischten Erwärmungsvorgang geringer ist. Soweit also die Vorbedingungen für eine richtige Vermischung in der Hauptkammer geschaffen sind, ist es zweckdienlich, die Verzögerungsdauer der Selbstzündung zu verringern, so daß der Druckanstieg nach der heftigen Verbrennungsphase den Druck der kritischen Strömung nicht stark übersteigt.

STUDIUL PROCESELOR DE AMESTECARE A COMBUSTIBILULUI GAZOS ȘI AERULUI ÎN ARZĂTOARE INDUSTRIALE

DE

D. GRECOV, I. IORDACHE și E. GUȚU

1. INTRODUCERE

Realizarea și conducerea procesului de amestecare a gazelor naturale cu aerul necesar combustiei este una din etapele importante premergătoare arderii, funcție de acest proces putîndu-se influența în mod radical procesul de ardere și, în consecință, luminozitatea flăcării, lungimea ei, cîmpul de temperaturi în flacără, coeficientul de exces minim de aer etc.

Problema luminozității flăcării gazelor naturale, a proprietăților radiante în incinta focarului prezintă un interes deosebit în problema schimbului de căldură prin radiație în focarele cazanelor sau a diferitelor tipuri de cuptoare industriale.

În cazul unei amestec intim al aerului cu gazele combustibile arderea va fi cinetică, caracterizîndu-se printr-o lungime mică și luminozitate foarte redusă.

În cazul în care amestecul se face direct în incinta focarului, funcție de turbulența jeturilor, de turbionarea lor, de unghiul de incidență al jeturilor se va obține o ardere cvasi difuzivă, fiind caracterizată printr-o lungime mare și proprietăți radiante ridicate datorită formării de particule de carbon în gaze [1].

Realizarea unui amestecări bune a gazelor naturale cu aerul necesar arderii este o problemă destul de dificilă avînd în vedere cantitatea mare de aer care intră în procesul de ardere.

2. PROCESUL DE OMOGENIZARE A AMESTECULUI GAZE-AER

Asupra gradului de omogenizare a amestecului gaze-aer se poate acționa fie prin secționarea jeturilor de gaze sau aer, fie prin adîncimea de

pătrundere reciprocă a unui jet în altul (prin varierea unghiului de admisie gaze-aer, prin variaţia vitezei jeturilor, a dimensiunii jeturilor), sau prin crearea de rezistenţe locale care să favorizeze procesul de amestecare.

În literatura de specialitate se analizează cazurile amestecării a două jeturi paralele şi a jetului liber [3], pentru aceste cazuri aparatajul matematic şi condiţiile la limită a fenomenului permiţînd să se obţină o expresie analitică a cîmpului de viteze sau de concentraţii în jet.

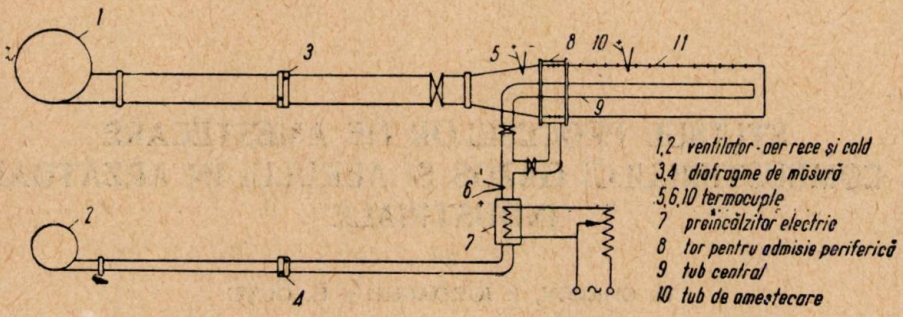


Fig. 1. — Schema instalaţiei experimentale.

Pe baza turbulenţei libere a lui Prandtl, Tollmien [2], [3] a rezolvat analitic problema jetului axial simetric şi a jetului plan, iar mai tîrziu, s-au elaborat o serie de teorii care au permis o mai bună aproximare faţă de rezultatele experimentale (teoria lui Taylor, noua teorie a lui Prandtl, teoria amestecării turbulente a lui Reinchardt).

În construcţia arzătoarelor industriale se întîlneşte în mod curent cazul în care jetul de gaze combustibile este introdus sub forma unor vine subţiri, sub un unghi $\alpha = \frac{\pi}{2}$, în jetul principal de aer, admisia gazelor putînd avea loc fie de la centru spre periferia tubului de amestecare (admisie centrală), fie de la periferie spre centru (admisie periferică), ca în figura 1.

În acest mod se poate realiza o bună omogenizare a gazelor cu aerul necesar combustiei, pe o lungime relativ scurtă a tubului de amestecare, în funcţie de o serie de parametri, care vor fi analizaţi mai jos.

Procesul de omogenizare a amestecului gaze-aer, în cazul admisiei centrale sau periferice, cînd jetul de gaze secţionat în vine subţiri, este introdus sub un unghi α în jetul axial de aer nu poate fi exprimat analitic, prin intermediul studiilor experimentale putîndu-se scoate în evidenţă care sînt factorii mai importanţi ce influenţează acest proces, această problemă reprezentînd de altfel scopul prezentei lucrări.

Pe baza teoriei lui Taylor, conform căreia forţele tangenţiale în jetul turbulent sînt produse de transportul turbioanelor, se poate demonstra

că ecuațiile transportului de căldură în regim turbulent și a difuziei turbulente vor fi de forma

$$Q = \pm 2\, C_p\, \gamma\, l^2 \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right) \cdot \frac{\partial T}{\partial y} = D_T \frac{\partial T}{\partial y},$$
$$G = \pm 2\, \gamma\, l^2 \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right) \cdot \frac{\partial \chi}{\partial y} = D_{TM} \frac{\partial \chi}{\partial y}, \tag{1}$$

în care

T — temperatura gazelor,
χ — concentrația de gaze în amestec,
u — componenta axială a vitezei,
l — lungimea de transport în regim turbulent,
D_T, D_{TM} — coeficienții de difuzie turbulentă, termic și masic.

Avînd în vedere că legile amestecării în regim turbulent se exprimă prin aceleași ecuații pentru procesele termice sau masice de amestecare (ceea ce este valabil numai în cazul în care se neglijează difuzia moleculară în raport cu difuzia turbulentă), se poate defini amestecarea a două fluide diferite măsurînd cîmpul de temperaturi, care va fi analog cu cîmpul de concentrații.

În acest caz trebuie însă complet eliminate forțele suplimentare de convecție, datorate diferenței de densitate între gaze și pierderile de căldură în exterior, care pot fi o sursă serioasă de erori.

Pentru aceasta gazul fierbinte, care va înlocui gazul de referință, va trebui încălzit la temperatura pentru care are aceeași greutate specifică cu a gazului de referință la temperatura curentă de amestecare.

Astfel pentru studiul amestecării gazului metan cu aerul, unde este greu de determinat concentrația de CH_4 cu aparatura obișnuită, se poate folosi aerul cald, a cărui temperatură poate fi determinată pe baza relației

$$T = \frac{\gamma_{aer}}{\gamma_{CH_4}} \cdot T_0, \tag{2}$$

Dacă se ia $\gamma_{aer} = 1{,}293$ kg/Nm³, $\gamma_{CH_4} = 0{,}72$ kg/Nm³ și $T_0 = 290$ °K, rezultă că temperatura la care trebuie încălzit aerul cald, conform formulei (2), trebuie să fie $t = 250$°C.

Alegînd deci în cadrul experimentărilor temperatura aerului cald $t = 250$°C, se vor obține cîmpuri de temperaturi analoge cu cîmpurile de concentrație ale gazului metan în aer, deoarece se respectă toate condițiile de similitudine ale fenomenului de transport de masă și căldură.

Prin măsurarea directă a cîmpului de temperaturi cu ajutorul unei baterii de termocuple, pe baza relațiilor de similitudine dintre cîmpurile de concentrații și cîmpurile de temperaturi se pot găsi cu ușurință cîmpurile de concentrații în diferitele secțiuni în lungul unui tub de amestecare, determinările fiind legate de o precizie mult mai mare.

Se poate demonstra ușor că expresia concentrației, într-un punct oarecare al tubului de amestecare, este dată de relația adimensională

$$\chi = \chi_0 \frac{T_x - T_2}{T_m - T_2} \quad \text{sau} \quad \chi = \frac{T_x - T_2}{T_1 - T_2}, \tag{3}$$

în care

χ_0 — concentrația medie ce s-ar obține în cazul unui amestec omogen,
T_1 — temperatura aerului cald (înlocuitor al gazului metan) care se menține la 240—250°C,
T_2 — temperatura aerului rece,
T_x — temperatura amestecului, măsurată în punctul respectiv,
T_m — temperatura medie ce s-ar obține prin amestecarea omogenă a aerului cald și rece.

Măsurînd cu exactitate mărimile T_1, T_2, T_x, se poate găsi ușor cîmpul de concentrație, evitînd astfel greutățile mari date de problema titrării precise a gazului metan în aer.

Amestecarea gazului metan cu aerul va depinde de o serie de factori, dintre care unul din cei mai importanți este raportul secțiunii ocupate de jetul de gaz introdus sub unghiul α în jetul principal, față de secțiunea întreagă ocupată de aer.

Se poate demonstra că în cazul admisiei centrale a gazului, sub un unghi $\alpha = \frac{\pi}{2}$, acest raport va fi dat de relația:

$$f_c = \frac{4y\,(y + \Phi)}{D^2 - \Phi^2}, \tag{4}$$

iar în cazul admisiei periferice

$$f_p = \frac{4y\,(D - y)}{D^2,}, \tag{5}$$

în care

y — adîncimea de penetrare a vinei de gaz în jetul de aer [m],
D — diametrul canalului de amestecare [m],
Φ — diametrul tubului central de aducțiune a gazului combustibil (fig. 1).

Cu cît coeficientul f este mai mare, cu atît o cantitate mai mare de gaz va pătrunde în jetul principal de aer (la limită $f = 1$), la valori mici ale acestui coeficient, o cantitate de aer proporțională cu mărimea $(1 - f)$ nu va veni în contact cu jetul de gaz, ceea ce ar putea conduce la un grad de omogenizare final mai mic.

Se observă că pentru aceeași adîncime de penetrare y, mărimile f_c și f_p se găsesc în următorul grad de ordonare $f_c < f_p$, deoarece în

cazul admisiei periferice suprafața geometrică de contact gaz-aer este mai mare.

După cum se observă din formulele (4) și (5) coeficientul f depinde de caracteristicile geometrice ale tubului de amestecare (D, Φ) și de adîncimea de penetrare y a vinei de gaz.

Pentru calculul adîncimii de penetrare y se pot folosi o serie de formule deduse pe cale analitică sau pe bază experimentală.

Teoria hidraulică în cazul jeturilor concurente sub un unghi oarecare, nu a găsit pînă în prezent o rezolvare analitică, care să permită calculul concentrațiilor locale și gradientul concentrațiilor pe axele transversale și longitudinale ale jeturilor.

Pentru cazul în care jetul de gaz este trimis sub un unghi de 90° sau $\alpha \neq 90°$ în curentul principal de aer au fost făcute experimentări multiple de diverse colective de cercetare din U.R.S.S. [4], [5], din care a rezultat o serie de formule empirice de calcul al adîncimii de penetrare a jetului în funcție de raportul vitezelor celor două jeturi, de secțiunea ajutajului de gaze și de unghiul de admisie a gazului.

Astfel după G. C. Sandorov [6] există relația pentru axul jetului

$$\frac{x}{d} = \frac{q_{01}}{q_{02}} \left(\frac{y}{d}\right)^{2,55} + \frac{y}{d}\left(1 + \frac{q_{01}}{q_{02}}\right) \operatorname{cotg} \alpha, \tag{6}$$

în care — x și y sînt coordonatele carteziene ale punctelor; d și α sînt diametrul ajutajului și unghiul de admisie al gazului, iar

$$q_{01} = \rho_1 \frac{w_1^2}{2},$$

$$q_{02} = \rho_2 \frac{w_2^2}{2},$$

în care w_1 și w_2 sînt respectiv vitezele gazului și aerului ce se întrepătrund sub unghiul α.

În literatura de specialitate se mai indică diferite formule empirice obținute de diverși cercetători pe baze experimentale, cu jeturi de aer în curent exterior de aer [3], [4], [8]; astfel în [3] se recomandă formula

$$y = d_{ec}\left[0,3 + 0,415\left(\frac{w_1}{w_2}\right)\right] \cdot \left(\frac{x}{d_{ec}}\right)^{0,63} \tag{7}$$

pentru jeturi perpendiculare $\left(\alpha = \frac{\pi}{2}\right)$.

Adîncimea de penetrare a jetului poate fi considerată ca fiind distanța de la gura jetului pînă la axa la care proiecția vitezei axiale pe direcția jetului principal depășește 5% din viteza jetului la ieșire.

După Ivanov [8] adîncimea de penetrare a jetului y se exprimă prin relația:

$$\frac{y}{d} = K_s \frac{w_1}{w_2} \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma_2}}, \tag{8}$$

în care coeficientul adimensional K_s depinde de pasul s/d în rîndul respectiv de orificii, iar pentru un singur orificiu $(s/d \Rightarrow \infty)$ $K_s = 2{,}2$.

Din studiile lui Cernibolski și Scegolev [8] rezultă că raportul dintre diametrul jetului și adîncimea de penetrare y se poate lua aproximativ constant

$$D_j/y \cong 0{,}75.$$

În acest mod se obține o formulă simplă pe baza căreia se poate calcula cu suficientă precizie adîncimea de penetrare a jetului

$$y^* = y + \frac{D_j}{2} = K_s \sin \alpha \frac{w_1}{w_2} \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma_2}} + \frac{0{,}75\, y}{2}. \qquad (8')$$

I. A. Sepelev [7] a încercat să dea tabloul scurgerii pe bază analitică, combinînd funcțiile de curent ale jetului și curentului exterior, dar această metodă este valabilă pentru fluide ideale, iar curbarea jetului de gaz în curentul exterior se obține cu o eroare mult prea mare.

S-au obținut rezultate aproape de cele obținute pe bază experimentală, în cazul în care se aplică schema lui M. C. Volînski [3], după care curbarea axei jetului plan sau axial simetric se obține prin condiția de echilibru dintre forța creată de diferența de presiune între fața anterioară și posterioară a jetului și forța centrifugă în jet.

Din relațiile (6), (7) sau (8), aplicate pentru cazul unghiului de incidență $\alpha = \frac{\pi}{2}$, se observă că adîncimea de penetrare este direct proporțională cu raportul vitezelor $\frac{w_1}{w_2}$ și diametrul ajutajelor de gaze d, deci cu cît viteza inițială a vinei de gaze va fi mai mare, cu atît coeficientul f (4, 5) va tinde spre valoarea 1.

Un alt factor important care influențează asupra omogenizării amestecului gaze-aer, îl reprezintă gradul de secționare al cantității de gaze, care va fi direct proporțional cu numărul de ajutaje

$$G_1 = n \frac{\pi d^2}{4} \gamma_1 w_1, \qquad (9)$$

în care d este diametrul ajutajelor de gaze.

Se observă că pentru o valoare d, aleasă din considerente constructive sau de exploatare, debitul de gaze combustibile poate fi secționat în n părți egale, în funcție de viteza w_1 a gazelor, considerată la ieșirea din ajutaj. Cu cît se mărește numărul de ajutaje n secționarea debitului de gaze tinde să favorizeze condițiile de omogenizare, însă scăderea vitezei w_1 $(G = \text{const.}\,;\ d = \text{const.})$ conduce la micșorarea adîncimii de penetrare y.

Gradul de secționare al debitului de gaze poate fi mărit prin mărirea numărului de orificii n, menținînd viteza w_1, constantă, dacă s-ar putea micșora în orice limită diametrul orificiilor de gaze (d), însă din conside-

rente de funcționare și exploatare (înfundarea orificiilor) mărimea d nu poate fi luată sub 2—3 mm.

În concluzie, cu cît gradul de secționare este mai ridicat, cu atît adîncimea de penetrare scade, ceea ce impune alegerea unei viteze w_1, la ieșirea din orificii, care să permită obținerea unei omogenizări optime în arzător.

Un alt factor care cere de asemenea o analiză specială este dat de viteza jetului de aer în tubul de amestecare al arzătorului.

În cazul curgerii axiale a jetului de aer în tub, creșterea vitezei w_2 tinde să micșoreze adîncimea de penetrare (y) a gazelor în aer, însă coeficientul de difuzie turbulentă D_T crește cu mărirea vitezei medii a aerului în tub [2], [4], care conform [4] se poate lua

$$\frac{D_t^\circ}{Rw_m} = 1{,}248\ 10^{-3}, \tag{10}$$

ceea ce poate conduce la o îmbunătățire a condițiilor de amestecare.

În general, viteza aerului w_2 în tubul de amestecare și de ieșire din arzător se alege ținînd seama de pierderile de presiune pe traseul de aer și în arzător și de condițiile de stabilizare a flăcării în focar.

Condițiile de amestecare pot fi de asemenea puternic influențate de introducerea unor rezistențe hidrodinamice (coturi, diafragme, șicane, ajutaje de tip confuzor sau difuzor) pe traseul tubului de amestecare.

Omogenizarea amestecului gaze-aer poate fi definită, în diferite secțiuni, cu ajutorul expresiei dispersiei concentrației de gaze în aer

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\Sigma (\Delta\chi)^2}}{\chi_0} \tag{11}$$

sau în cazul în care se ține seama de zonele de dispersie egală se poate defini o expresie ponderată a dispersiei

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{\Sigma (S\,\Delta\chi)^2}}{\chi_0 S_0}, \tag{12}$$

în care

$\Delta\chi = \chi - \chi_0$ — reprezintă excesul de concentrație față de concentrația medie χ_0 într-un punct oarecare din secțiunea tubului de amestecare.

Avînd în vedere că în cazul unui amestec perfect omogen $\Sigma (\Delta\chi)^2 = 0$, înseamnă că cu cît concentrațiile vor fi mai neuniform repartizate în secțiuni, cu atît mărimea ε va avea valori mai ridicate.

Pentru a aprecia gradul de nesimetrie a distribuției concentrațiilor în secțiune în raport cu axul tubului de amestecare, se pot defini dispersiile pe axe perpendiculare ε_x și ε_y, calculîndu-se raportul $\varepsilon_x/\varepsilon_y$ (pentru cazul cînd distribuția concentrațiilor are loc într-un jet axial simetric $\varepsilon_x/\varepsilon_y = 1$).

3. EXPERIMENTĂRI ASUPRA PROCESULUI DE OMOGENIZARE A AMESTECULUI GAZE-AER

Instalaţia experimentală (fig. 1) a avut drept scop să evidenţieze modul în care influenţează diferitele mărimi, ca adîncimea de penetrare y, numărul şi diametrul orificiilor n, d (care se reflectă asupra mărimii vitezei gazelor la ieşirea din orificii) precum şi viteza aerului în tubul de amestecare w_1, asupra gradului de omogenizare a amestecului gaze-aer, în diferite secţiuni în lungul tubului de amestecare.

Tubul de amestecare s-a confecţionat din plexiglas de grosime $\delta = 6$ mm şi diametrul interior $D = 194$ mm, iar tubul central în cazul admisiei centrale a aerului cald s-a luat de diametru exterior $\Phi = 61$ mm, rezultînd în acest caz o înălţime maximă liberă $y^{max} = 66{,}5$ mm.

Confecţionarea tubului de amestecare din plexiglas a permis să se micşoreze mult pierderile de căldură în exterior, pierderi care pot influenţa într-o măsură apreciabilă asupra preciziei interpretării rezultatelor măsurătorilor.

În prima etapă s-a studiat cazul admisiei centrale, practicîndu-se în tubul central (fig. 1) 16 orificii cu diametrul $d_1 = 5{,}2$ mm şi 4 orificii cu $d_2 = 10{,}3$ mm, diametre ce se întîlnesc în mod curent în practica construcţiei de arzătoare.

Pentru cazul admisiei periferice, în torul periferic (fig. 1) s-au practicat 20 orificii cu $d_1 = 4{,}3$ mm şi 4 orificii cu $d_2 = 9{,}8$ mm.

Pentru a se evidenţia influenţa adîncimii de penetrare y şi a secţionării jetului de gaze, asupra procesului de omogenizare, s-au menţinut constante debitele de aer cald D_1 şi de aer rece D_2, variindu-se numai numărul de orificii, astfel încît viteza aerului cald, la ieşirea din orificii a variat în limitele $w_1 = 25 \div 54$ m/s (tabelele 1*a* şi 1*b*).

Tabela 1a

Admisie centrală a aerului cald

Mărimi măsurate / Regimul	D_1 Nm³/h	D_2 Nm³/h	w_1 m/s	w_2 Nm/s	t_1 °C	t_2 °C	t_m °C	y mm	f
$5 \times d_{5,2}$	13,25	785	77	8,20	241	40	43,20	71,5	1
$9 \times d_{5,2}$	14	535	45,5	5,75	245	39	44,5	57	0,8
	13,60	795	43,6	8,30	234	40	43,15	38,9	0,461
$12 \times d_{5,2}$	14,03	535	35,8	5,75	270	38	43,5	43,5	0,542
	13,75	780	33,6	8,15	244,5	41	44,50	29,6	0,312
$16 \times d_{5,2}$	13,7	533	25	5,75	245	39	44,5	30,8	0,338
	14,0	775	25,8	8,1	247	42,35	46,0	22,2	0,22
$3 \times d_{10,3}$	14,05	535	35,8	5,75	260	40	45	90,4	1,62
	13,60	775	33,2	8,1	236,5	43	46,40	60,3	0,87
$4 \times d_{10,3}$	14	535	27,5	5,75	270	38,5	44,2	67,2	1,02
	14	775	24,8	8,1	217	42,50	45,55	46	0,587

În tabelele 1*a* și 1*b* se dau valorile debitelor de aer cald D_1 și de aer rece D_2 pentru cazul admisiei centrale și periferice, vitezele jetului transversal de aer cald w_1 la ieșirea din orificii și ale jetului axial de aer w_2, respectiv temperaturile t_1 și t_2, indicîndu-se totodată atît temperatura medie a amestecului aer rece — aer cald (t_m) cît și adîncimea de penetrare y.

Tabela 1b

Admisie periferică a aerului cald

Mărimi măsurate / Regimul	D_1 Nm³/h	D_2 Nm³/h	w_1 m/s	w_2 Nm/s	t_1 °C	t_2 °C	t_m °C	h mm	f
$11 \times d_{4.3}$	14,40	790	54	7,54	224,3	42,2	45,50	44,5	0,708
$14 \times d_{4.3}$	14,20	790	42,8	7,54	236,5	42,2	45,70	35	0,594
$20 \times d_{4.3}$	13,85	789	30,4	7,54	251,4	43,5	46,90	23,8	0,432
$4 \times d_{9.8}$	12,63	790	25,2	7,54	245,5	43	46,0	50	0,769
$4 \times d_{9.8}$ cu diafragmă	12,63	790	26,7	7,54	252,5	41,30	44,60	50	0,769

După cum se observă din tabelele 1*a* și 1*b* valorile coeficientului f au variat între 0,22 și 1, iar pentru unele regimuri ($5 \times d_{5.2}$; $3 \times d_{10.3}$) înălțimea vinei de aer cald y a depășit înălțimea liberă a tubului de amestecare.

Pentru a se pune în evidență influența vitezei aerului rece w_2 asupra gradului de amestecare în cazul admisiei centrale a aerului cald, s-a luat $w_2 = 5{,}8$ m/s și $w_2 = 8{,}2$ m/s (vezi tabela 1*a*).

Pentru a avea o imagine corectă asupra valorii adîncimii de penetrare a jetului de gaze, s-au făcut o serie de încercări de vizualizare a vinei transversale de gaze în aer.

Vizualizarea s-a făcut prin adaos de fum de tutun, acesta fiind un aerosol fin, care permite o fotografiere clară a jetului.

Vizualizarea s-a efectuat fără tubul de plexiglas pentru a se obține în mod clar înălțimea vinei y. Valoarea y pentru cazul în care admisia se face în tubul de amestecare nu diferă mult de valoarea obținută prin admisia jetului fumigen în jetul liber de aer, deoarece orificiile sînt amplasate în partea inițială a jetului liber, unde se păstrează nedeformat cîmpul de viteze.

Temperaturile amestecului, în lungul tubului de amestecare, s-au măsurat în diferite secțiuni, pe anumite raze : în cazul admisiei centrale la valorile $y_1 = 89$ mm, $y_2 = 66$ mm și $y_3 = 45$ mm, iar în cazul admisiei periferice s-a măsurat și temperatura în axul jetului $y_4 = 0$.

Concentrațiile gaze-aer s-au calculat conform formulei (3), iar gradul de omogenizare a amestecului, caracterizat prin mărimea dispersiei concentrațiilor (ε), s-a calculat conform (11).

În figura 2 se indică modul în care variază valorile concentrațiilor χ, la razele r_1, r_2, și r_3 pentru cazul admisiei centrale cu $9 \times d_{5.2}$, în

funcţie de lungimea de amestecare l, observîndu-se că valorile concentraţiilor χ_1, χ_2 şi χ_3 tind spre valoarea medie χ_0, rămînînd totuşi o concentraţie mai mare spre centru (χ_3), datorită concentraţiei iniţiale mai mari în această zonă, pentru cazul admisiei centrale.

În cazul admisiei periferice, experimentările au arătat, că se menţine un gradient de concentraţii de la periferie spre centru pe o lungime de amestecare de circa 300—400 mm, după care se obţine o egalizare a concentraţiilor pe secţiune.

În figura 3 se indică modul de variaţie a gradului de omogenizare ε, pentru cazul admisiei centrale ($9 \times d_{5,2}$) în funcţie de lungimea de amestecare l, de unde rezultă că valoarea ε scade rapid pe distanţa $l = 300$ mm, după care micşorarea valorii ε are un caracter foarte lent.

În figura 4, pentru cazul admisiei centrale, se dau valorile ε în funcţie de lungimea de amestecare, pentru valori diferite ale adîncimii de penetrare şi ale vitezei jetului axial de aer, conform tabelei 1*a*, observîndu-se că în general valorile dispersiei ε se grupează într-un domeniu restrîns.

Aceeaşi grupare a dispersiilor ε se observă atît în cazul în care diametrul orificiilor de gaze a fost $d = 10{,}3$ mm (fig. 5) cît şi pentru cazul admisiei periferice la $d = 4{,}3$ mm (fig. 6).

Din analiza figurilor 4, 5 şi 6 se constată că în general procesul de omogenizare a amestecului conduce la micşorarea rapidă a mărimii ε, pe o lungime de amestecare $l = 200—300$ mm, după care acest proces devine mult mai lent datorită gradului mare de omogenizare a concentraţiilor în secţiune (gradientul concentraţiilor devine foarte mic, ceea ce conduce la valori mici ale fluxurilor de egalizare a concentraţiilor).

Mărirea secţionării jetului, conduce la scăderea vitezei w_1, deci la micşorarea coeficientului f. Astfel din tabela 1*a* se observă că pentru $w_2 = 8{,}2$ m/s creşterea lui n de la $5 \times d_{5,2}$ la $16 \times d_{5,2}$ a condus la scăderea lui f de la valoarea 1 la 0,22, în schimb valoarea dispersiei concentraţiilor a variat foarte puţin în lungul tubului de amestecare, fiind ceva mai mare pentru o secţionare mai slabă a jetului (fig. 4), aceeaşi observaţie fiind valabilă şi în cazul în care $d = 10{,}3$ mm.

O foarte bună amestecare finală ($\varepsilon = 0{,}16$) se obţine în cazul în care $d = 5{,}2$ mm, iar numărul de orificii este $n = 12$, ceea ce corespunde unor viteze de ieşire a gazelor din orificii $w_1 = 33—36$ m/s (la rapoarte ale vitezelor $\frac{w_1}{w_2} = 4{,}1 — 6{,}2$ şi la un coeficient $f = 0{,}312 — 0{,}542$) tabela 1*a*.

Din figura 6 (admisie periferică) se constată că procesul de omogenizare a amestecului este mai favorizat pentru cazul în care numărul de orificii este cuprins între $14 \times d_{4,3}$ şi $20 \times d_{4,3}$, ceea ce corespunde, conform tabelei 1*b*, la valori $\frac{w_1}{w_2} = 4{,}05 — 5{,}7$ şi la un coeficient $f = 0{,}432—0{,}594$.

Se poate trage concluzia că tendinţei de creştere a coeficientului f trebuie să i se opună alegerea unui număr optim de orificii (alegerea

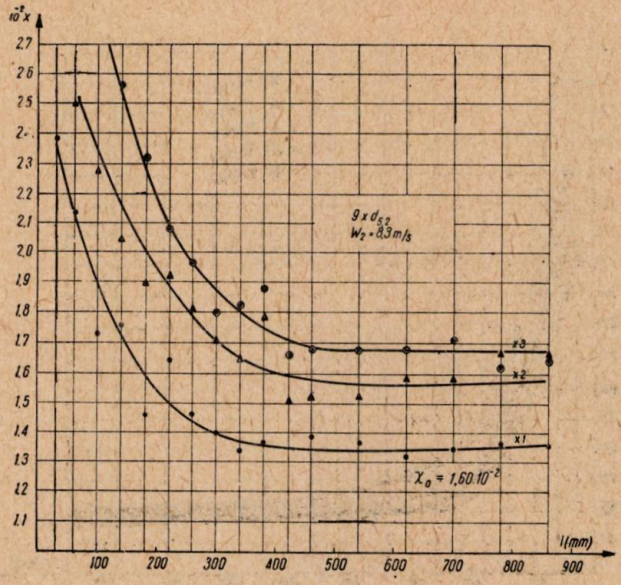


Fig. 2. — Repartiția concentrațiilor pe diferite secțiuni în lungul tubului de amestecare.

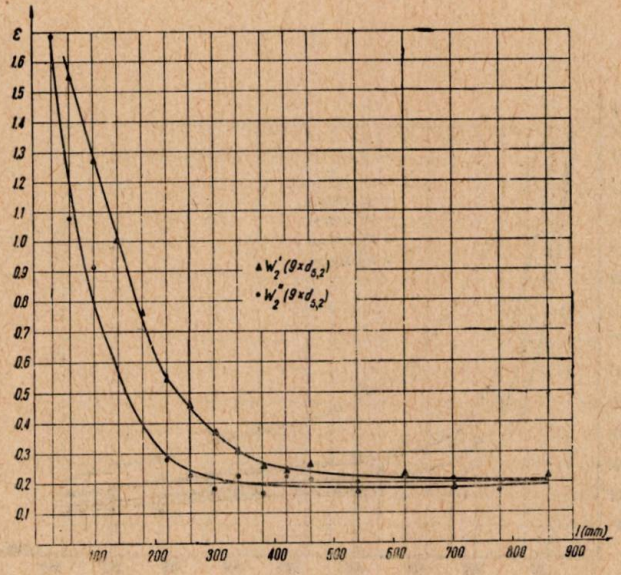


Fig. 3. — Variația dispersei concentrațiilor în diferite secțiuni în funcției de lungimea de amestecare (cazul $9 \times d_{5,2}$).

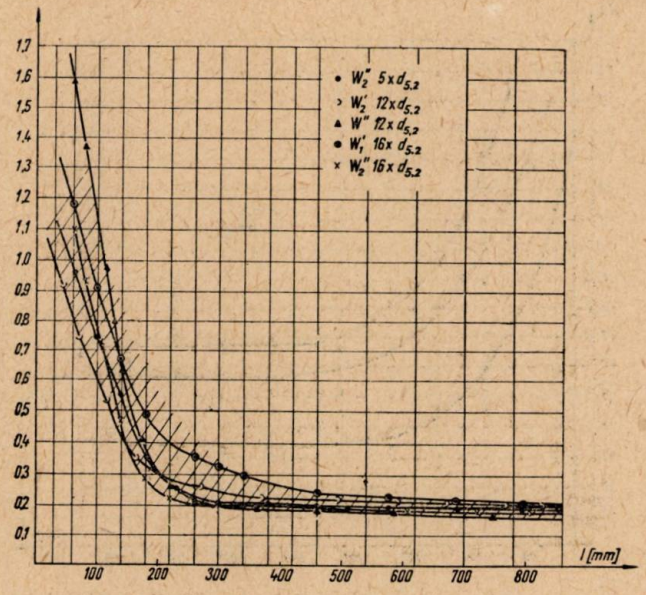


Fig. 4. — Variaţia dispersiei concentraţiilor în diferite secţiuni, în funcţie de lungimea de amestecare ($5 \times d_{5,2}$; $12 \times d_{5,2}$ şi $16 \times d_{5,2}$).

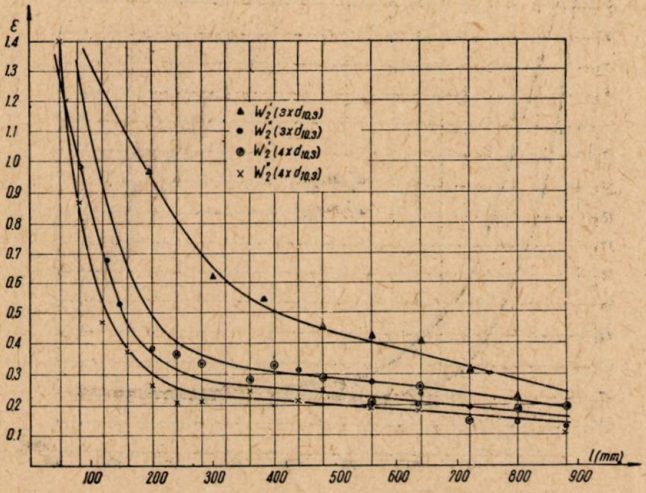


Fig. 5. — Variaţia dispersiei concentraţiilor în diferite secţiuni în funcţie de lungimea de amestecare ($3 \times d_{10,3}$; $4 \times d_{10,3}$).

corectă a vitezei w_1) astfel încît să existe o secționare suficientă a jetului de gaze, fără a micșora coeficientul f sub valoarea $f = 0{,}3—0{,}6$, în funcție de viteza amestecului în tub (w_{2m}).

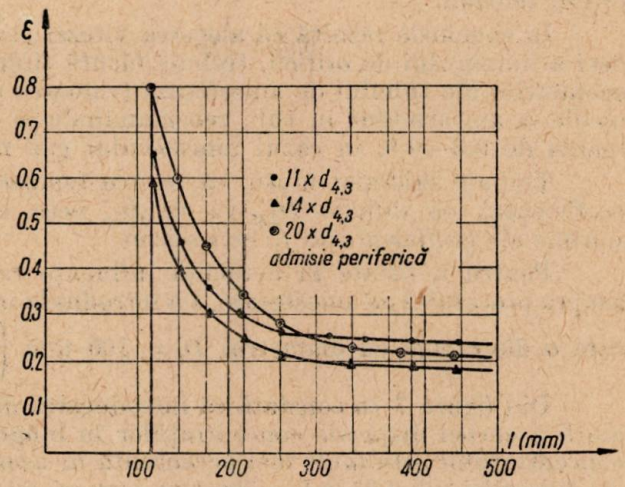


Fig. 6. — Variația dispersiei concentrațiilor în diferite secțiuni, în funcție de lungimea de amestecare (cazul admisiei periferice $11 \times d_{4.3}$, $14 \times d_{4.3}$ și $20 \times d_{4.3}$).

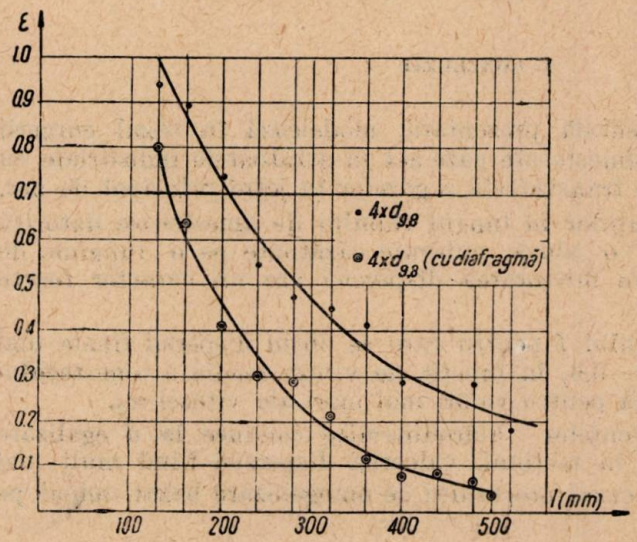


Fig. 7. — Variația dispersiei concentrațiilor în diferite secțiuni, în funcție de lungimea de amestecare (cazul admisiei periferice $4 \times d_{9.8}$ și $4 \times d_{9.8}$ cu diafragmă).

Astfel, din analiza figurilor 4 și 5, se constată că mărirea vitezei w_2 de la 5,7 la 8,2 m/s, pentru w_1 = const., conduce la scăderea mărimii f totuși datorită creșterii coeficientului de difuzie turbulentă D_T procesul de amestecare se îmbunătățește (valoarea dispersiei ε scade), ceea

ce demonstrează că la valori mai mari ale vitezei w_2, se poate merge cu valori mai scăzute ale coeficientului f. Astfel, pentru cazul $16 \times d_{5.2}$ (fig. 4), deşi valoarea coeficientului f scade de la 0,338, pentru $w_2 = 5{,}75$ m/s, la 0,21, pentru $w_2 = 8{,}1$ m/s, totuş condiţiile de amestecare se îmbunătăţesc sensibil.

În concluzie rezultă că alegerea vitezei gazelor la ieşire din orificiu deci a numărului de orificii, trebuie făcută ţinînd seama de dimensiunile geometrice ale tubului de amestecare (valoarea coeficientului f) de viteza medie a amestecului în tub, recomandîndu-se pentru coeficientul f valoarea de 0,3—0,6, în cazul amestecului gaz metan-aer.

Trebuie subliniat faptul că pentru temperaturi ridicate ale aerului, coeficientul de difuzie D_{TM} va creşte, ceea ce poate presupune valori optime ale coeficientului f, mai scăzut.

Pentru a scoate în evidenţă influenţa rezistenţelor hidrodinamice asupra procesului de amestecare, s-a introdus la intrarea în tubul de amestecare o diafragmă cu diametrul $D_1 = 100$ mm $\left(\frac{D_1}{D} = 0{,}5\right)$.

Din figura 7 se constată că introducerea diafragmei menţine aceeaşi alură a curbei dispersie concentraţiilor în lungul tubului, însă egalizarea concentraţiilor este mult mai accentuată în acest caz, obţinîndu-se valori ale dispersiei sub 0,05 la $l = 500$ mm, ceea ce nu s-a obţinut în nici una din încercările experimentale anterioare.

4. CONCLUZII

Instalaţia experimentală prezentată, modelează în cazul curgerii turbulente, procesul de amestecare gaze-aer în arzătoarele industriale cu introducere secţionată şi transversală a gazelor în jetul principal de aer.

Dispersia concentraţiilor în lungul tubului de amestecare datorită difuziei turbulente are o alură puternic căzătoare pe o lungime de 200—300 mm, după care micşorarea dispersiei are un caracter foarte lent.

Valoarea coeficientului f pentru care se obţin dispersii finale mai mici este în limitele 0,3—0,6, în funcţie de viteza medie a amestecului în tub, fiind mai coborîtă pentru valori mai mari ale vitezei w_2.

Introducerea rezistenţelor hidrodinamice conduce la o egalizare rapidă a concentraţiilor în secţiuni, valoarea dispersiei fiind mult mai mică ($\varepsilon < 0{,}1$), decît în cazul procesului de omogenizare bazat numai pe difuzia turbulentă.

În general, trebuie relevat faptul că instalaţia experimentală prezentată poate fi folosită pentru a scoate în evidenţă condiţiile de amestecare pentru fiecare caz concret de arzător industrial, ceea ce permite să se tragă concluzii importante asupra caracterului flăcării obţinute în instalaţia de ardere.

ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ СМЕШЕНИЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА С ВОЗДУХОМ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ГОРЕЛКАХ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается вопрос процесса гомогенизации концентраций природного газа в необходимом для горения воздухе в случае промышленных горелок, в которых газообразное топливо инжектируется в воздух в поперечном направлении главной струи через некоторое количество дюз, расположенных в центре или по окружности смесительной трубки (центральный или периферийный впуск газа).

Используя подобие процессов турбулентной термической и массовой диффузии, изучается процесс гомогенизации на основании определения температурных полей в различных сечениях смесительной трубки.

На основании анализа процесса смешения выявляются главные, влияющие на этот процесс факторы, которые принимаются как параметры в проводимых опытах.

Приводятся опытные результаты и даются рекомендации по выбору скорости газов при выходе из дюз в зависимости от скорости воздуха, геометрических размеров смесительной трубки, с одновременным указанием хода изменения дисперсии концентраций в зависимости от длины смешения.

BIBLIOGRAFIE

1. А. Г. Гейдон, Х. Г. Вольфгард, Пламя, его структура, излучение и температура. Металлургиздат, Москва, 1959.
2. * * * Basic considerations in the combustion of hydrocarbon fuels with air. Lewis flight propulsion laboratory. Cleveland, Ohio, 1957.
3. Г. Н. Абрамович, Теория турбулентных струй. Физматгиз, Москва, 1960.
4. А. П. Михайлов, Г. М. Горбунов, Рабочий процесс и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. Оборонгиз, 1959.
5. В. И. иванов, Плоская струя во внешнем поперечном потоке воздуха. Изв. Академии наук Эст. ССР, II, 2 (1953).
6. К. К. Шандоров, Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду. ЖТФ, 1 (1957).
7. И. А. Шепелев, Основы расчета воздушных завес приточных струй и пористых фильтров. Стройиздат, М.-Л., 1959.
8. В. И. Иванов, Методика расчета газовых горелок. Газовая промышленность, *8*, (1958).

CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA GEOMETRIEI ARZĂTORULUI TURBIONAR DE COMBUSTIBIL LICHID ASUPRA ARDERII ȘI RADIAȚIEI FLĂCĂRII

DE

V. V. GHIA, L. COSTEA, E. FERCALĂ și S. TĂBĂCARU

1. INTRODUCERE

Arderea combustibilului lichid este un proces complex ale cărui faze se întrepătrund în timp și spațiu.

Desfășurarea acestui proces este influențată de caracteristicile geometrice și aerodinamice ale arzătorului și focarului, precum și de proprietățile fizico-chimice ale combustibilului și aerului folosit și debitele acestora. Acești factori acționează simultan și influența unuia din ei asupra procesului de ardere este dependentă de influența celorlalți.

În lucrarea de față se analizează influența geometriei arzătorului turbionar asupra arderii și radiației flăcării (fig. 2). La arzătorul studiat, turbionarea aerului se face prin introducerea lui tangențială în arzător, printr-o carcasă spirală. Combustibilul este pulverizat cu un injector prevăzut cu cameră de turbionare.

Caracteristica geometrică a carcasei arzătorului turbionar (circuitul de aer al arzătorului) poate fi exprimată prin factorul ψ [1], definit de relația

$$\psi = \frac{(D + a)\, d}{a.b} \tag{1}$$

în care

d — diametrul secțiunii de ieșire a aerului din arzător;
D — diametrul părții cilindrice a carcasei;
a, b — lățimea, respectiv lungimea secțiunii de intrare a aerului în carcasa spirală.

Caracteristica geometrică a injectorului (acea parte a arzătorului, care realizează pulverizarea combustibilului), poate fi definită prin parametrul A [2], determinat din relaţia

$$A = \frac{(D_c - d_t)\, d_e}{n \cdot d_t^2}, \tag{2}$$

în care

D_c — diametrul camerei de turbionare;
d_t — diametrul ajutajelor tangenţiale;
d_e — diametrul diusei;
n — numărul ajutajelor tangenţiale.

În această lucrare, se studiază influenţa caracteristicii geometrice ψ a arzătorului asupra procesului de ardere, menţinînd constanţi parametrul geometric A şi ceilalţi factori anunţaţi anterior. Valoarea lui ψ a fost variată prin modificarea diametrului secţiunii de ieşire a aerului din arzător (d). Pentru a studia influenţa sensului de rotaţie a aerului faţă de cel al combustibilului a fost schimbat sensul de rotaţie al combustibilului, menţinîndu-se constant A.

Parametrul caracteristic ψ determină cîmpul de viteze al aerului în arzător şi al gazelor în camera focarului, pentru un debit de aer şi dimensiuni ale focarului date. Prin aceste cîmpuri de viteze parametrul ψ influenţează majoritatea proceselor ce au loc la arderea combustibilului lichid.

Viteza absolută şi direcţia ei în zona de interferenţă între jetul de combustibil pulverizat şi aer influenţează asupra diametrului mediu al picăturii [3]. Viteza relativă între picăturile de combustibil şi aer determină „diametrul critic" al picăturilor, adică diametrul maxim posibil pentru un combustibil dat [4].

Influenţa vitezei aerului este cu atît mai mare, cu cît jetul de combustibil rezultat din pulverizarea mecanică are diametrul mediu al picăturilor mai mare (cazul presiunilor de injecţie scăzute).

Mărimea şi direcţia vitezei aerului influenţează traiectoria picăturilor de combustibil şi implicit procesul de amestecare a combustibilului cu aerul [5].

Caracteristica geometrică ψ pentru un debit de aer şi un focar dat determină debitul de gaze recirculate şi zonele în care are loc recircularea [6].

Gazele arse recirculate înaintea frontului de flacără scurtează perioada de preîncălzire a picăturilor de combustibil, iar ridicînd temperatura amestecului aer-combustibil accelerează aprinderea lui şi se măreşte viteza de reacţie. Pe de altă parte, diluînd amestecul aer-combustibil gazele recirculate micşorează viteza de ardere. Deci funcţie de debitul de gaze recirculate zona unde are loc recirculaţia şi temperatura lor, procesul de ardere poate fi intensificat sau frînat.

De asemenea, factorul ψ are o mare influenţă asupra turbulenţei gazelor în focar, care joacă un rol hotărîtor în toate fazele arderii.

Determinarea unei relații între caracteristica geometrică și un parametru care caracterizează procesul de ardere este deosebit de dificilă.

Unii autori, plecînd de la ipoteza că viteza aerului și legat de aceasta, căderea de presiune în arzător Δp este factorul principal, care guvernează amestecarea, au determinat relația de proporționalitate între intensitatea arderii pe unitate de volum a focarului I și Δp [7], relație de forma

$$I \propto \left(\frac{\Delta p}{P}\right)^n, \tag{3}$$

unde I — intensitatea arderii $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \text{ h at}}\right)$,

Δp — căderea de presiune în arzător (at),

P — presiunea absolută a aerului la intrarea în arzător (ata),

n — exponent,

$\propto$ — semn de proporționalitate.

Valoarea lui n determinată de diferiți autori, variază între $0{,}5 \div 1$.

Este ușor de arătat că relația (3) ține seama de geometria arzătorului și anume prin mărimea Δp

$$\Delta p = f(\xi, D), \tag{4}$$

unde:

ξ — coeficientul de rezistență aerodinamică a arzătorului;

D — debitul de aer.

Coeficientul ξ este dependent de parametrii geometrici ai arzătorului și, în cazul arzătorului turbionar, este dependent de ψ.

Studiile experimentale pentru determinarea influenței caracteristicii geometrice ψ au fost făcute în două etape:

— experimentări la „rece";

— experimentări la „cald".

Experimentările la „rece" au avut drept obiectiv determinarea repartiției debitului de combustibil și aer pe secțiunea focarului în porțiunea inițială a jetului. De această repartiție depinde în mare măsură procesul de amestecare a aerului cu combustibilul.

Pe baza acestor experiențe, se pot determina caracteristicile geometrice ψ viabile în aplicații practice, adică acelea care asigură un amestec inițial bun al aerului cu combustibilul.

Experimentările la „cald" care au fost obiectul propriu-zis al studiului, au fost efectuate pentru acele caracteristici geometrice ψ, care indicau un amestec inițial bun.

2. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

2.1. **Focarul.** Experimentările la cald s-au efectuat pe un focar neecranat de cărămidă refractară care avea în secțiune transversală o suprafață de trecere a gazelor de 1 m² și o lungime de ~ 4 m (fig. 1).

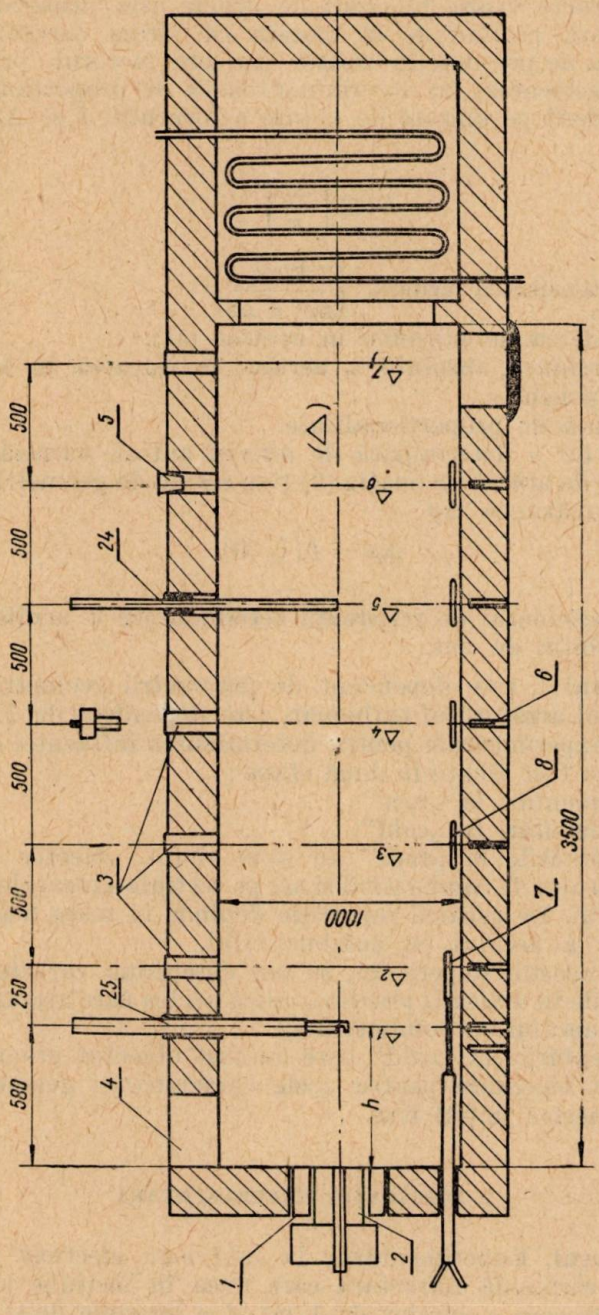


Fig. 1. — Secțiune longitudinală prin focarul experimental.

Prelevarea probelor de gaze de ardere și măsurarea temperaturilor de radiație s-a făcut prin fantele circulare (3) după direcțiile Δ1, Δ2, Δ3, Δ4, Δ5, Δ6 și Δ7 perpendiculare pe axa de simetrie longitudinal al focarului, situate față de diuza de injecție a arzătorului la distanțele de 580, 830, 1 330, 1 830, 2 330, 2 830 și 3 330 mm. Pentru a avea posibilitatea de a studia zonele inițiale ale flăcării, peretele lateral din stînga a mai fost prevăzut cu o fantă dreptunghiulară (4) de 250 × 70 mm. Obturarea fantelor în timpul funcționării focarului și în special în timpul măsurătorilor s-a făcut cu dopuri etanșe de azbest. În peretele opus, după direcțiile Δ1, Δ2, Δ3... Δ6 în dreptul fantelor s-au prevăzut orificii (5) prin care s-au introdus termocuplele legate de montaj diferențial, pentru determinarea temperaturii peretelui și transferului de căldură în exterior.

Ecranarea peretelui incandescent în dreptul fantelor de vizare în timpul măsurării temperaturilor de radiație t_r s-a făcut cu ecrane rabatabile (6) răcite cu apă pentru fantele 3, 4, 5 și 6 și cu un ecran asemănător translatabil (7) introdus prin peretele frontal în dreptul fantelor 1 sau 2.

2.2. **Arzătorul.** Anterior s-a arătat că arzătorul este de tipul „turbionar" (fig. 2). Aerul era introdus printr-o carcasă spirală.

Reperul 10 era interșanjabil și au fost folosite patru corpuri ce difereau între ele prin valoarea lui d și anume: $d = 202$, 186, 172 și 151 mm, care corespund în cazul arzătorului prezentat la valori ale lui $\psi = 3{,}5$; 3,21; 2,97 și 2,6. Injectorul de combustibil a avut caracteristica geometrică (A) egală cu 3,9. Schimbarea sensului de rotație a combustibilului s-a făcut prin schimbarea orientării canalelor tangențiale. Arzătorul era prevăzut cu o manta de răcire.

De asemenea, a fost prevăzut un distribuitor de gaz metan, în jurul jetului de aer, obținînd astfel un arzător de gaz, cu care se încălzea focarul pînă la intrarea lui în regim.

2.3. **Aparataj de măsură.** Circuitele de combustibil, aer, gaze arse, au fost prevăzute cu aparataj de măsură adecvat. S-au măsurat astfel: debitul, temperatura și presiunea de injecție a combustibilului, debitul, presiunea și temperatura aerului insuflat la intrarea în carcasa arzătorului. S-a măsurat temperatura peretelui focarului cu termocuple Crommel — Alumel și Pt—Pt. Rh. Temperaturile de radiație s-au măsurat cu un pirometru cu radiație totală. Concentrația de CO_2, O_2 și CO în gazele de ardere s-a determinat prin analiză chimică în aparate cu ardere suplimentară. Probele de gaze au fost prelevate după direcțiile Δ1, Δ2,... Δ7 din punctele situate la 450, 400, 150 și 0 mm față de axa de simetrie longitudinală al flăcării. Aparatele de măsură folosite se încadrează în clasele de precizie 1,5—2.

2.4. **Instalația pentru experimentări la rece.** Experimentările la rece au fost efectuate pe instalația prezentată în lucrarea [5]. În cazul studiilor la rece caracteristica geometrică a arzătorului a avut următoarele valori $\psi = 3{,}5$; 2,6 și 2 obținute prin modificarea lui d. Caracteristica A a injectorului a fost aceeași ca la cald ($A = 3{,}9$).

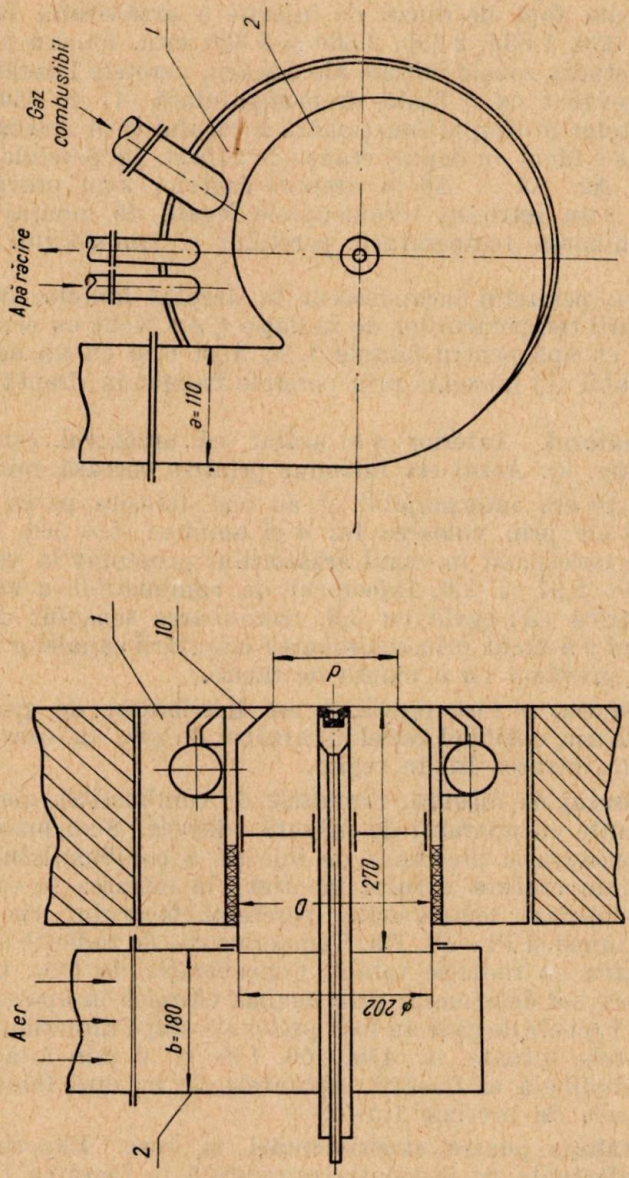


Fig. 2. — Schița arzătorului turbionar.

2.5. **Fluide de lucru.** Pentru experimentările la cald a fost folosit combustibil de „calorifer" avînd caracteristicile

— densitatea	d_{15}^{15}	= 0,8776
— temperatura de inflamabilitate	t_{infl}	= 74°C
— punctul de congelare	p_c	= 9°C
— viscozitatea la 50°C	η	= 3°E
— indicele de refracție	n_D^{20}	= 1,4851
— greutatea moleculară	M	= 254.

Compoziția structurală

— procentul de carboni aromatici în moleculă	C_A	= 16%
— procentul de carboni naftenici în moleculă	C_N	= 33%
— procentul de carboni parafinici în moleculă	C_P	= 51%
— numărul mediu de cicluri aromatice	R_A	= 0,5
— numărul mediu de cicluri naftenice	R_N	= 1,254
— numărul mediu total de cicluri	R_T	= 1,754.

Impurități

— apă	0,38%
— cocs (Conradson)	0,85%
— cenușă	0,098%
— sulf (total)	0,3%
— asfaltene	0,4%
— sedimente	0,172%

— analiza elementară C = 85%; H = 14,8%; S_0 = 0,2%.

În cazul experimentărilor la rece s-a folosit petrol, care la 20°C are următoarele caracteristici:

— viscozitatea — 2,2 cst,
— tensiunea superficială — 22,8 dine/cm,
— greutatea specifică — 0,7916 kg/dm³.

Aerul, atît la experimentările la rece cît și la cald a avut temperatura de 20°C și presiunea absolută înainte de injector de $P = 10\,330 + (50 \div 200)$ mm CA. Debitul de combustibil și de aer, atît la cald cît și la rece a fost de 90 kg/h, respectiv de 1000 Nm³/h ceea ce corespunde la un coeficient al excesului de aer $\alpha \cong 1{,}1$. Presiunea de injecție a combustibilului P_i a fost de 3,5 kg/cm² la rece și de 4,0 kg/cm² la cald. În ambele cazuri temperatura combustibilului a fost de 20°C.

3. REZULTATELE EXPERIMENTALE

3.1. **Experimentările la rece.** Pentru atingerea obiectivului enunțat anterior, experimentările la rece au constat din ridicarea cîmpului de viteze axiale (W_a), tangențiale (W_t) și viteze radiale (W_r) ale aerului insuflat și curbele de repartiție a lichidului în jetul pulverizat, în prezența aerului insuflat.

Curbele de variaţie a mărimilor W_a, W_t şi W_r s-au ridicat în planuri normale pe axa de simetrie la distanţele $h = 100$, 200, 300 şi 400 mm de diuza de injecţie.

În aceleaşi planuri a fost determinată repartiţia combustibilului.

O imagine asupra repartiţiei debitului de aer şi combustibil în zona iniţială a jetului, ne-o dau curbele $x_G = f_{(h)}$ şi $x'_G = f(h)$ pentru $\psi = \text{const.}$, [5] definite de relaţiile

$$x_G = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} w_{a_i} r_i}{\sum_{i=1}^{i=n} w_{a_i}} \tag{5}$$

$$x'_G = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} p_i r_i}{\sum_{i=1}^{i=n} p_i}, \tag{6}$$

unde

w_{a_i} — viteza axială a aerului în punctul i;

r_i — raza vectoare a punctului i;

p_i — procentele din combustibilul pulverizat, ce revine suprafeţei unitare, avînd centrul în punctul i.

Coordonatele cilindrice ale punctului i sînt r_i şi h.

Reprezentînd pe aceeaşi diagramă relaţiile (5) şi (6) se obţine imaginea repartiţiei debitului de aer faţă de debitul de combustibil, în diverse planuri şi la diverse valori ale lui ψ.

Din curbele prezentate în figura 3, rezultă că situaţia cea mai favorabilă pentru amestecarea aerului cu combustibilul, se realizează pentru $\psi = 3{,}5$ unde mărimile x_G şi x'_G au valorile cele mai apropiate.

Rezultă că arderea se va desfăşura în condiţiuni mai bune pentru $\psi = 3$, 5 decît pentru $\psi = 2{,}6$ şi $\psi = 2$.

3.2. **Experimentările la „cald”.** Au fost studiate cinci regimuri de funcţionare, şi anume patru regimuri au corespuns la $\psi = 3{,}5$, 3,21, 2,97 şi 2,6 şi sensul de rotaţie al aerului corespundea cu cel al combustibilului şi un regim corespunzător la $\psi = 3{,}5$ şi sensul de rotire al aerului era invers faţă de cel al combustibilului.

La regimul corespunzător lui $\psi = 2{,}6$ flacăra era lungă şi arderea era incompletă, existînd pierderi atît mecanice (funingine în gaze) cît şi chimice. Din această cauză regimul nu a fost cercetat detaliat.

Funcţionarea necorespunzătoare la acest regim se datoreşte proastei amestecări între aer şi combustibil, aşa cum s-a văzut din experimentările la rece (fig. 3).

Au fost studiate detaliat regimurile care conduc la o funcţionare raţională din punctul de vedere al unei instalaţii tehnice de arderea combustibilului lichid şi anume cele corespunzătoare lui $\psi = 3{,}5$; 3,21 şi 2,97.

Un indice care caracterizează desfășurarea procesului de ardere, poate fi luat conținutul de oxid de carbon în gaze, în diferite puncte ale focarului. Oxidul de carbon apare în zona inițială a flăcării și se găsește în gazele de ardere pînă la terminarea combustiei. Alte gaze combus-

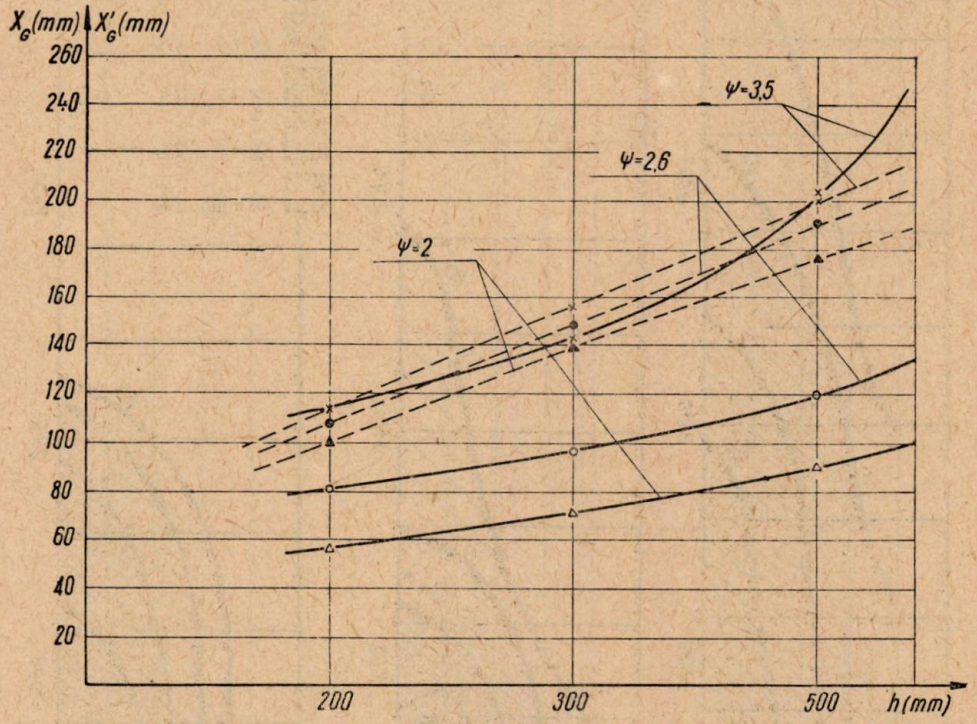


Fig. 3. — Curbele de variație $x_G = f(h)$ și $x'_G = f(h)$ pentru $\psi = 3,5,\ 2,6$ și 2.

tibile, rezultat al arderii incomplete, apar în special în zona inițială (cca. 500 mm de arzător) zonă în care intensitatea arderii este maximă. În consecință, aceste produse au un domeniu de existență mai redus, domeniu pe care nu ne-am propus să-l explorăm.

Astfel, au fost determinate izoconcentrațiile de oxid de carbon în planul axial orizontal al focarului pentru $\psi = 3,5,\ 3,21$ și 2,97 (fig. 4).

Admițînd că flacăra este simetrică (adică axa flăcării coincide cu axa (Δ') a focarului) în raport cu axa focarului, izoconcentrațiile respective ne dau imaginea desfășurării arderii în focar.

Din analiza izoconcentrațiilor prezentate în figura 4 rezultă :

1. Izoconcentrațiile cu conținut din ce în ce mai mare de oxid de carbon se apropie de axa focarului, pe măsură ce factorul ψ scade adică are loc o micșorare a „diametrului flăcării". Această micșorare a fost evidentă și din experimentările la rece unde s-a constatat că o dată cu scăderea lui ψ masa de combustibil pulverizat se apropie de axa jetului.

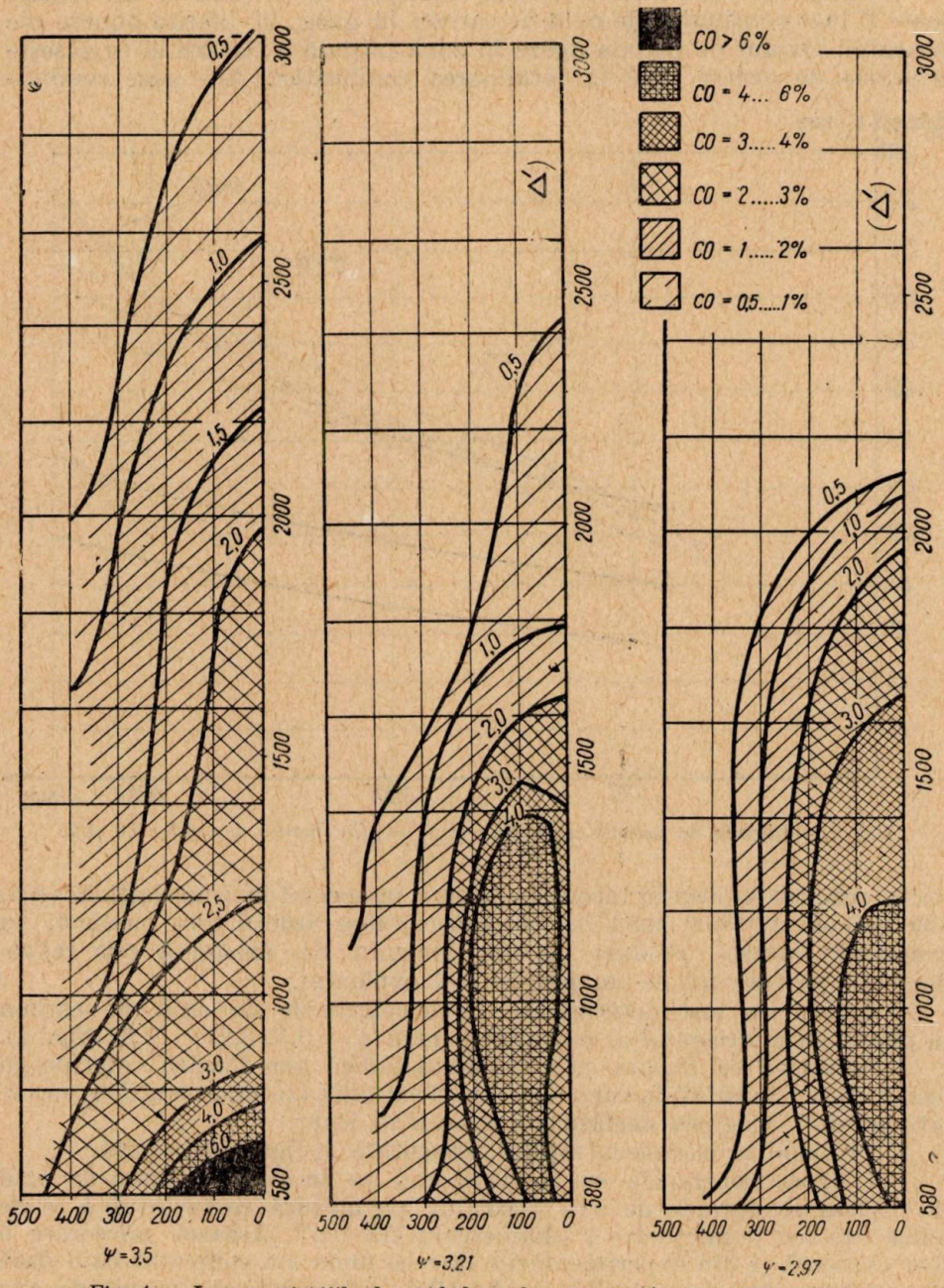


Fig. 4. — Izoconcentraţiile de oxid de carbon pentru $\psi = 3{,}5$, 3,21 şi 2,97.

2. Cu scăderea lui ψ, izoconcentrațiile cu conținut minim de oxid de carbon se apropie de arzător deci „flacăra" se scurtează. Astfel, pentru $\psi = 3{,}5$ curba de izoconcentrație CO = 0,5% intersectează axa focarului la 3 m de injector, pe cînd, la $\psi = 2{,}97$ acest lucru are loc la 2,1 m.

Rezultă că, micșorarea caracteristicii arzătorului ψ, duce la intensificarea procesului de ardere și există o limită inferioară a lui ψ, care depășită, duce la înrăutățirea procesului de ardere. În condițiile în care au fost efectuate experiențele, valoarea limită a lui ψ este cuprinsă între 2,97 și 2,6.

Pentru a determina intensitatea arderii I (încărcarea termică volumetrică) considerăm că arderea se termină în secțiunea transversală a focarului în care curba izoconcentrației de CO = 0,5% întretaie axa focarului. Astfel că, „lungimea focarului "este pentru $\psi = 3{,}5$ de circa 3 m, pentru $\psi = 3{,}21$ de circa 2,5 m și pentru $\psi = 2{,}97$ de circa 2,1 m. Dacă se calculează volumul în care are loc procesul de ardere, pentru cele trei cazuri și ținînd seama că s-au ars 90 kg de combustibil pe oră, se obțin pentru I valorile din tabela 1.

Tabela 1

ψ	3,5	3,21	2,97
$I.10^{-6}\ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3\ \text{h}}$	0,29	0,368	0,43

Caracteristica ψ poate fi legată de intensitatea arderii I prin intermediul coeficientului de rezistență aerodinamică a arzătorului, așa cum rezultă din relațiile (3), (4), (5).

A fost determinată experimental funcția $\xi = f(\psi)$ care este reprezentată grafic în figura 5.

Valorile ξ au fost deduse din relația

$$\xi = \frac{\Delta p}{D^2 \left(\frac{T}{273}\right)^2 \gamma}, \tag{7}$$

unde

Δp — căderea de presiune în arzător, kg/m²;
D — debitul de aer, Nm³/h;
γ — greutatea specifică a aerului kg/m³;
T — temperatura aerului °K.

Neglijînd variația presiunii totale a aerului la intrarea în arzător (P) cu modificarea lui ψ și considerînd debitul de aer constant, din relațiile (3) și (4) rezultă

$$I \circ\!\subset \xi^n \tag{3a}$$

Înlocuind în ecuația (3a) valorile lui I și ξ, ce corespund la valorile lui ψ experimentate, se obține că exponentul n este aproximativ egal cu unitatea. Intensificarea procesului de ardere cu scăderea lui ψ, ce a dus

în cazul studiat, la mărirea vitezei aerului în secţiunea de ieşire din arzător, se explică prin :

— micşorarea diametrului mediu al picăturilor, ca urmare a creşterii vitezei relative între picături şi aer ;

— mărirea debitului de gaze arse recirculate.

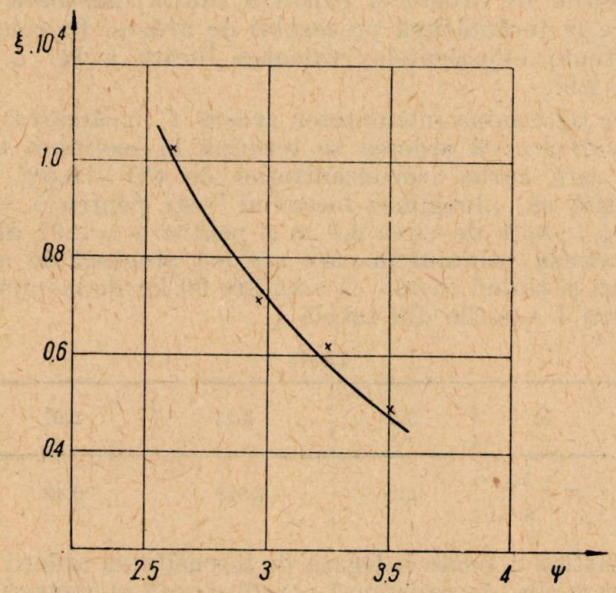


Fig. 5. — Variaţia coeficientului de rezistenţă aerodinamică ξ a arzătorului în funcţie de caracteristica geometrică ψ.

Înrăutăţirea arderii, la valori ale lui $\psi = 2{,}6$ se explică prin înrăutăţirea amestecării aerului cu combustibilul, în zona iniţială a jetului (fig. 3) şi poate prin depăşirea valorii optime a debitului de gaze recirculate.

Aşa cum s-a arătat anterior, a fost studiată şi influenţa sensului de rotaţie al combustibilului faţă de cel al aerului. Sensul de rotaţie influenţează atît asupra repartiţiei cantitative a lichidului în jetul pulverizat, cît şi asupra fineţei de pulverizare. Cînd cele două fluide, aerul şi combustibilul se rotesc în sens contrar, viteza tangenţială a picăturilor este frînată, micşorîndu-se unghiul de împrăştiere, ceea ce duce la tendinţa de concentrare a combustibilului către axa longitudinală a focarului.

Sensul de rotaţie diferit duce la mărirea vitezei relative între aer şi combustibil şi aşa cum s-a arătat anterior, de această viteză, depinde diametrul maxim al picăturilor, rezultînd în final un diametru mediu al jetului mai mic, decît în cazul cînd fluidele se rotesc în acelaşi sens. Cele două influenţe ale sensului de rotaţie se manifestă direct asupra procesului de ardere.

În figura 6, sînt prezentate izoconcentraţiile de CO pentru caracteristica geometrică $\psi = 3{,}5$, în cazul în care cele două fluide au acelaşi

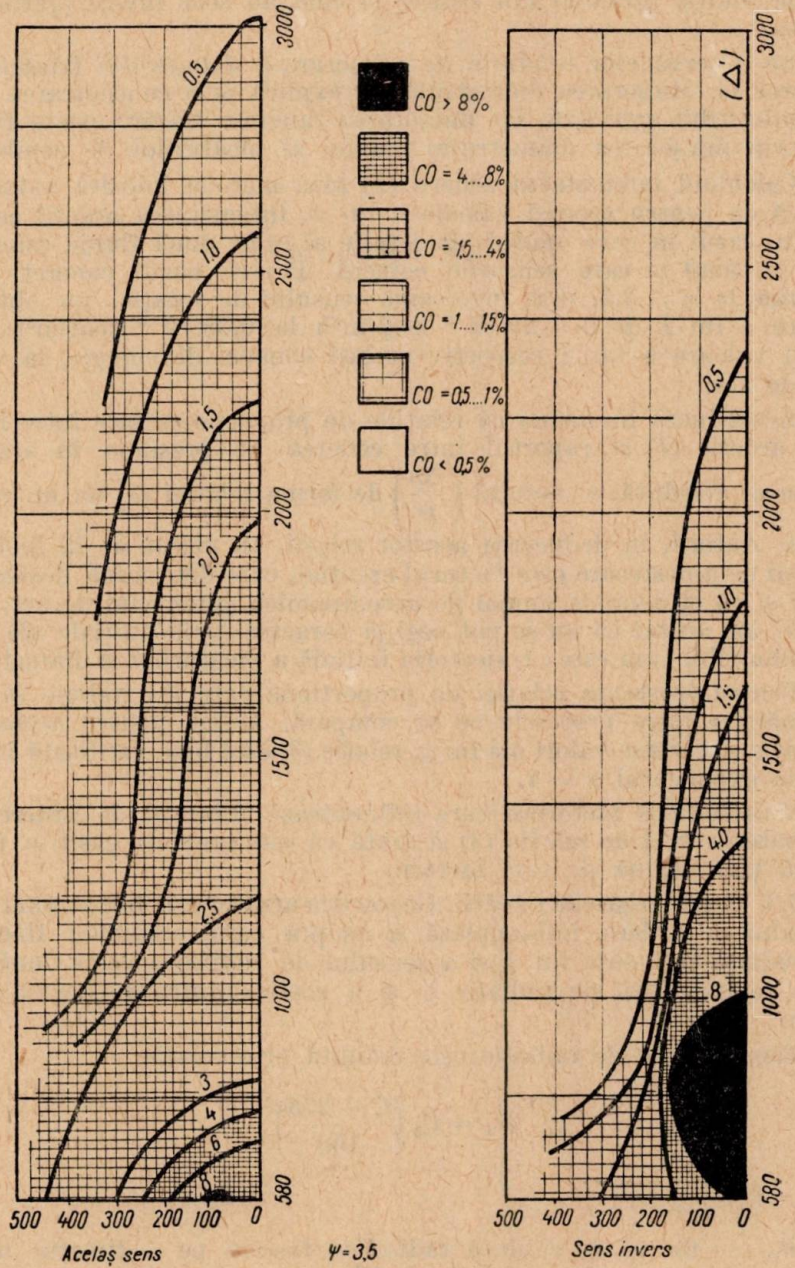


Fig. 6. — Influența sensului de rotație al aerului și combustibilului asupra izoconcentrațiilor de CO (oxid de carbon).

sens de rotaţie (graficul din stînga) şi cînd au sens invers (graficul din dreapta).

Se observă clar tendinţa de micşorare a *diametrului* flăcării cît şi scurtarea ei. Micşorarea diametrului se explică prin concentrarea jetului de combustibil spre axă, iar micşorarea lungimii flăcării poate fi explicată prin micşorarea diametrului maxim al picăturilor de combustibil.

Calculînd intensitatea arderii (I) prin metoda folosită anterior, se observă că pentru aceeaşi valoare a lui ψ, intensitatea arderii este mai mare în cazul în care sensul de rotaţie al celor două fluide este invers decît în cazul în care sensurile coincid. Pentru cazul concret studiat şi anume la $\varphi = 3{,}5$, prin inversarea sensului de rotaţie, s-a obţinut o creştere a lui I de la $0{,}29.10^{-6}$ kcal/m^{3}h la $0{,}38.10^{-6}$ kcal/m^{3}h pentru aceeaşi valoare a lui ξ respectiv acelaşi consum de energie, la ventilatorul de aer.

Acest lucru înseamnă că relaţiile de proporţionalitate între intensitatea arderii (I) şi raportul între căderea de presiune în arzător şi presiunea absolută a aerului $\left(\frac{\Delta p}{P}\right)$ de forma relaţiei (3) au un caracter limitat. Autorii, în deducerea acestor relaţii, au plecat de la ipoteza că procesul de amestecare este factorul esenţial, care determină desfăşurarea arderii şi că el depinde numai de aerodinamica curentului de aer. Experienţele au arătat că nu se pot neglija caracteristicile iniţiale ale jetului de combustibil cum este : traiectoria iniţială a picăturilor şi diametrul lor.

Pentru existenţa relaţiei de proporţionalitate (3) trebuie să existe o asemănare între procesele ce se compară. Astfel, pentru acelaşi sens de rotaţie şi diverse valori ale lui ψ, relaţia (3) este bine verificată în cazul că se ia exponentul $n = 1$.

Multitudinea factorilor care influenţează procesul de ardere justifică abaterile faţă de relaţia (3) şi arată că este greu de găsit o mărime care să ţină seama de toţi factorii.

3.3. **Caracteristicile flăcării.** Geometria arzătorului influenţînd asupra procesului de ardere, influenţează şi asupra caracteristicilor flăcării. A fost studiată influenţa lui ψ şi a sensului de rotaţie a celor două fluide asupra temperaturii de radiaţie t'_r şi a coeficientului de negreală ε_g al flăcării.

Temperatura de radiaţie este definită prin relaţia

$$R_2 = C_0 \left(\frac{t'_r + 273}{100}\right)^4, \qquad (8)$$

unde :

R_2 — fluxul de căldură radiat de flacără pe o direcţie normală pe axa focarului, kcal/m^{2}h,

C_0 — coeficientul de radiaţie al corpului negru, kcal/m^{2}h°K^4,

t'_r — temperatura de „radiaţie" a flăcării, °C.

Coeficientul de negreală al flăcării s-a dedus din relația [8]

$$\varepsilon_g = 1 - \frac{R_1 - R_2}{R_3}, \tag{9}$$

unde

R_1 — fluxul de căldură radiat de flacără și peretele „fundal", kcal/m²h,

R_3 — fluxul de căldură radiat de peretele fundal, kcal/m²h.

Fluxurile de căldură se determină din relațiile

$$R_1 = C_0 \left(\frac{T_r}{100}\right)^4,$$

$$R_2 = C_0 \left(\frac{T'_r}{100}\right)^4, \tag{10}$$

$$R_3 = \varepsilon_p C_0 \left(\frac{T_p}{100}\right)^4,$$

unde

T_r — temperatura de radiație a sistemului „flacără-perete", °K;

T'_r — temperatura de radiație a flăcării, °K;

T_p — temperatura reală a peretelui, °K;

ε_p — coeficientul de negreală al peretelui.

Temperaturile de radiație au fost determinate direct, utilizînd un pirometru cu radiație totală. Pentru determinarea lui t'_r în fața peretelui vizat prin pirometru s-a plasat un ecran rabatabil, răcit. În figura 7 este reprezentată variația temperaturilor de radiație t'_r pe lungimea (h) focarului pentru $\psi = 3{,}5$; 3,21 și 2,97.

Din curbele prezentate, se observă că pentru aceeași valoare a lui h, temperatura de radiație a flăcării crește cu creșterea lui ψ. Pe porțiunea studiată, temperaturile t'_r sînt continuu scăzătoare în lungul focarului.

În figura 8 este reprezentată variația coeficientului de negreală al flăcării, funcție de caracteristica geometrică a arzătorului ψ și distanța de la arzător h.

Din curbele prezentate, se observă că ε_g crește cu creșterea lui ψ. Influența lui ψ asupra lui ε_g crește în lungul focarului, astfel, la $h = 1\,000$ mm, cînd valoarea lui ψ crește de la 2,97 la 3,5, valoarea lui ε_g crește de la 0,78 la 0,85, pe cînd la $h = 2\,500$ mm, ε_g crește de la 0,3 la 0,58.

În cazul combustibililor lichizi „viața" și traiectoria picăturilor de combustibil și a particulelor de carbon (formate prin cracarea hidrocarburilor) determină valoarea și variația coeficientului de negreală. Viața acestor particule depinde de diametrul inițial al lor și de viteza reacțiilor chimice ce au loc, la suprafața acestora. Cu scăderea lui ψ viteza aerului în secțiunea de ieșire a arzătorului crește și așa cum s-a arătat, duce la o micșorare a diametrului mediu al picăturilor de combustibil și la o mărire a turbulenței în focar, mărind prin aceasta viteza proceselor, ce au loc la suprafața particulelor. Cu alte cuvinte, scăderea lui ψ duce la micșorarea vieții particulelor. Din această cauză, concentrația de particule în flacără

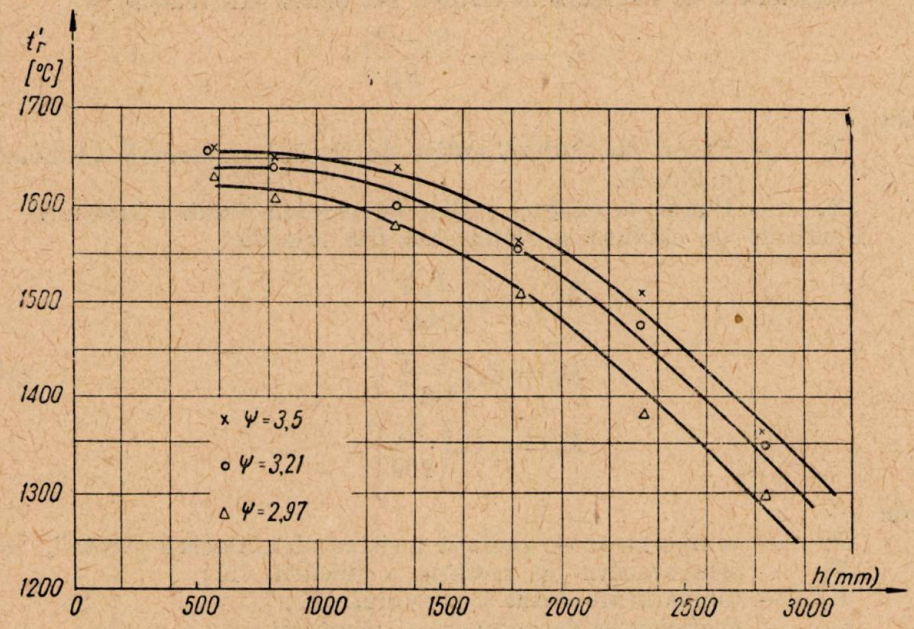


Fig. 7. — Variaţia temperaturii de radiaţie t'_r cu distanţa h pentru $\psi = 3{,}5, 3{,}21$ şi $2{,}97$.

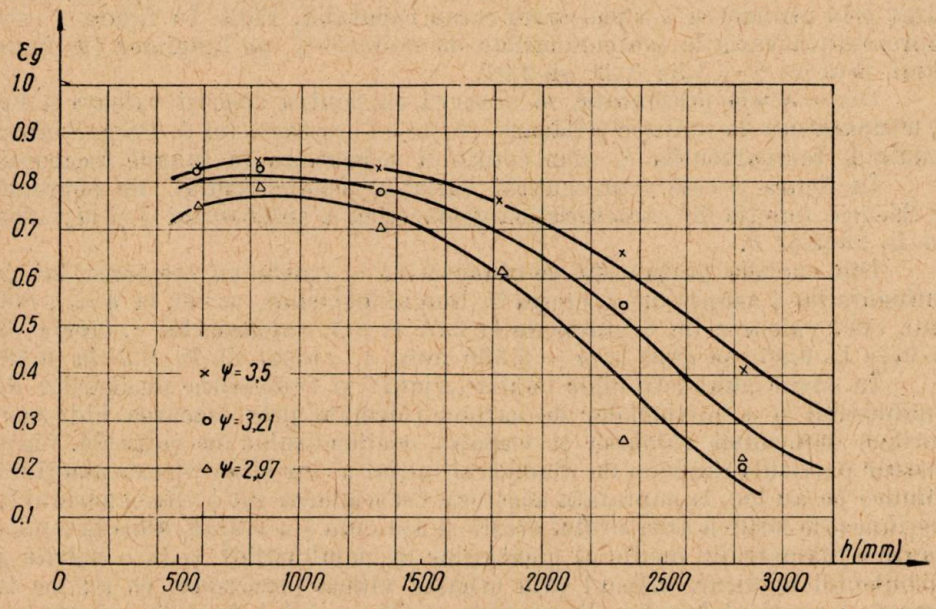


Fig. 8. — Variaţia coeficientului de negreală al flăcării ε_g cu distanţa h pentru $\psi = 3{,}5$, $3{,}21$ şi $2{,}97$.

în zonele finale ale ei variază mult cu variația lui ψ. În acest mod se explică variația coeficientului de negreală pe lungimea focarului și cu ψ.

Temperatura de radiație a flăcării este funcție de temperatura reală a flăcării (gazelor) și coeficientul de negreală al flăcării în secțiune. Admi-

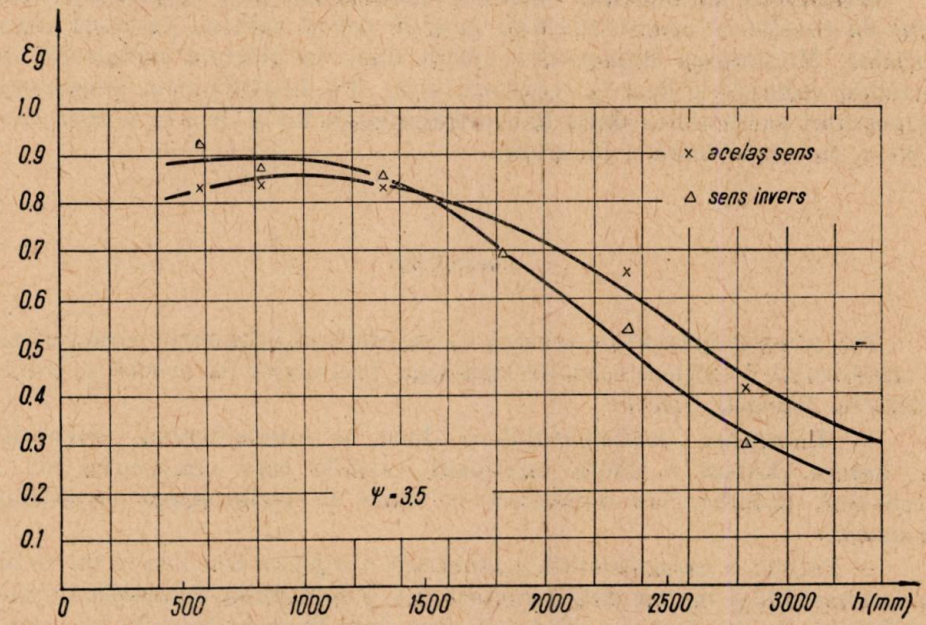


Fig. 9. — Influența sensului de rotație a aerului și combustibilului asupra coeficientului de negreală ε_g pentru $\psi = 3{,}5$.

ținînd o temperatură constantă a gazelor pe secțiunea focarului, t_g, se poate scrie relația

$$t'_r + 273 = \frac{t_g + 273}{\sqrt[4]{\varepsilon_g}}. \qquad (11)$$

În cazul că temperatura gazelor este diferită pe secțiunea focarului, funcția este mult mai complexă. În lungul focarului variază atît t_g cît și ε_g. Variația lui t_g este determinată de căldura produsă prin ardere și de pierderile de căldură în exterior și anume pînă la o anumită valoare a lui h, crește și în continuare scade.

Din curbele prezentate în figura 8 rezultă că variația și influența lui ε_g asupra lui t'_r este mai mare decît variația și influența lui t_g (focarul fiind bine izolat se poate considera că în zona studiată t_g a fost continuu crescător).

Din studiile privind influența sensului de rotație a celor două fluide, asupra caracteristicilor flăcării, a rezultat că în zona inițială a focarului ($h = 1\,400$ mm) coeficientul de negreală al flăcării este mai mare în cazul că sensul de rotație al fluidelor diferă, decît, în cazul că sensul de rotație coincide. În zona finală, situația este inversă. În figura 9, este reprezen-

tată variaţia pe lungimea focarului a coeficientului de negreală pentru $\psi = 3{,}5$ pentru acelaşi sens de rotaţie al fluidelor şi pentru sens invers.

Micşorarea diametrului mediu al picăturilor, prin schimbarea sensului de rotaţie al combustibilului faţă de cel al aerului, justifică alura curbelor. Micşorarea diametrului mediu duce la mărirea numărului de particule radiante şi deci la creşterea lui ε_g. Pe de altă parte, micşorarea diametrului particulelor duce la scurtarea vieţii lor şi deci la o micşorare a lui ε_g în zona finală a focarului.

4. CONCLUZII

Din studiul prezentat, rezultă că parametrul geometric caracteristic al arzătorului ψ influenţează desfăşurarea procesului de ardere şi caracteristicile flăcării. Astfel:

— Micşorarea coeficientului ψ duce la intensificarea procesului de ardere. Există o limită inferioară pînă la care micşorarea lui ψ intensifică arderea, iar depăşirea ei duce la înrăutăţirea condiţiilor de ardere.

— Pentru o caracteristică geometrică a injectorului (A) şi un debit de combustibil şi de aer dat, caracteristica ψ determină repartiţia iniţială a debitului de aer faţă de cel de combustibil. Experimentările la „rece" permit găsirea valorilor lui ψ care dau o repartiţie bună.

— Micşorarea lui ψ, în limitele studiate, duce la micşorarea coeficientului de negreală al flăcării, micşorarea fiind mai accentuată în zona finală a focarului.

— Micşorarea lui ψ, între aceleaşi limite, duce la micşorarea temperaturii de radiaţie a flăcării.

Alegerea valorii lui ψ în aplicaţiile practice trebuie făcută funcţie de rolul focarului în instalaţia la care funcţionează şi de considerente tehnico-economice. Deoarece, valoarea lui ψ influenţează: dimensiunile focarului, intensitatea şi repartiţia fluxului termic (prin t_r') în lungul focarului, precum şi consumul de energie necesar pentru vehicularea aerului (prin coeficientul de rezistenţă aerodinamică al arzătorului). Determinarea valorii optime a lui ψ pentru un focar dat, are o mare importanţă tehnică şi economică.

Sensul de rotaţie al aerului faţă de cel al combustibilului influenţează procesul de ardere. Astfel, arderea se intensifică cînd sensul de rotaţie al aerului diferă de cel al lichidului.

De asemenea, sensul de rotaţie al lichidului influenţează şi variaţia coeficientului de negreală al flăcării în lungul focarului.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ВИХРЕВОЙ ГОРЕЛКИ ДЛЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА НА ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ И ИЗЛУЧЕНИЕ ПЛАМЕНИ

РЕЗЮМЕ

В работе изучается влияние геометрических размеров горелки, а именно корпуса горелки, на развитие процесса горения и на характеристику пламени. Исследования показывают, что уменьшение геометрической характеристики Ψ, в изученных пределах, ведет к интенсификации процесса горения, до существующего предела интенсификации. При уменьшении Ψ уменьшается коэффициент черноты пламени.

На процесс горения и характеристику пламени оказывает влияние также и направление вращения относительно топлива, необходимого для горения воздуха.

BIBLIOGRAFIE

1. Р. Б. Ахмедов, Теплоэнергетика, *6*, 9 (1962).
2. Г. Н. Абрамович, *Теория центробежной форсунки „Промышленная аэродинамика"*, Москва, БНТ, НКАШ, 1944.
3. * * * *Basic considerations in the combustion of hydrocarbon fuels with air.* NACA Report, *1300*.
4. W. R. Lane, Industrial and Engineering Chemistry, **43**, *6*, 1312 (1951).
5. V. Ghia, S. Tăbăcaru, St. cerc. energ., Seria B, *3* (1963).
6. Д. Н. Ляховский, *Аэродинамика закрученных струй и ее значение для факельного процесса сжигания. Теория и практика сжигания газа.* Гостоптехиздат, 1958.
7. A. M. Brown, *Pressure-jet Oil Burners for Boiler Use.* Journal of the Institute of Fuel, 224 (1959).
8. V. Ghia, I. Spahiu, S. Molfetta, St. cerc. energ., Seria B (1962).

REDUCEREA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL, PRIN APLICAREA RECIRCULAŢIEI GAZELOR LA CUPTOARELE DE TRATAMENT TERMIC

DE

VICTOR V. GHIA

1. GENERALITĂŢI

Folosirea recirculaţiei gazelor de ardere la cuptoarele de tratament termic conduce la importante avantaje, ca:

— reducerea sensibilă a consumului de combustibil;

— micşorarea pierderilor prin metal oxidat;

— activarea transmiterii de căldură către produsul tehnologic, deoarece, pe de o parte, viteza de scurgere a gazelor prin spaţiul de lucru se măreşte din cauza sporirii debitului lor, iar, pe de altă parte, prin creşterea conţinutului de CO_2 şi H_2O au o compoziţie favorabilă în acest sens;

— nivelarea temperaturii în spaţiul de lucru, la cuptoarele la care este necesară o încălzire uniformă a materialului;

— eliminarea variaţiei şi vîrfurilor de temperatură, ambele dăunătoare contrucţiei interioare a cuptorului.

În general, cuptoarele cu recirculaţia gazelor pot funcţiona după trei procedee:

a) Se arde combustibilul într-un spaţiu separat şi gazele rezultate se amestecă apoi cu gazele recirculate. În acest caz, recirculaţia gazelor nu influenţează fenomenele arderii, iar temperaturile care se obţin în focar au valori ridicate;

b) se arde combustibilul în prezenţa gazelor recirculate.

Folosindu-se un combustibil gazos cu putere calorifică mare, prin amestecul prealabil cu gazele recirculate, se realizează un gaz combustibil sărac. La acest procedeu, cantităţile de gaze ce se recirculă pot fi limitate nu numai de valorile temperaturilor ce trebuie obţinute în spaţiul de lucru al cuptorului ci şi de condiţiile de ardere ale combustibilului, care se în-

răutățesc. Cîmpul de temperaturi în spațiul de lucru este mai uniform ca la procedeul *a*);

c) O parte din combustibil este ars cu aer insuflat într-un focar special amenajat, iar restul este ars în prezența gazelor recirculate, realizîndu-se o situație intermediară între procedeele *a*) și *b*). Acesta considerăm că este procedeul cel mai favorabil de a fi aplicat la cuptoarele de tratament termic la care gazele de ardere cedează căldură produsului tehnologic.

În prima parte a lucrării, printr-un calcul termodinamic, se va evidenția economicitatea folosirii la cuptoare a recirculației gazelor vehiculate de la evacuarea din recuperatorul de căldură, care preîncălzește aerul folosit la ardere.

Partea a doua a lucrării prezintă performanțele realizate de unul din cuptoarele de tratament termic — funcționînd cu recirculație și aerul de combustie preîncălzit — care au fost proiectate în R.P.R. În același timp, se calculează economia de combustibil ce rezultă prin folosirea acestui tip de cuptor față de soluțiile clasice.

2. BILANȚUL TERMIC

În figura 1 se prezintă schema termică pentru unitatea de combustibil arsă într-un cuptor funcționînd cu recirculația gazelor, preluate de la evacuarea din recuperatorul care preîncălzește aerul folosit

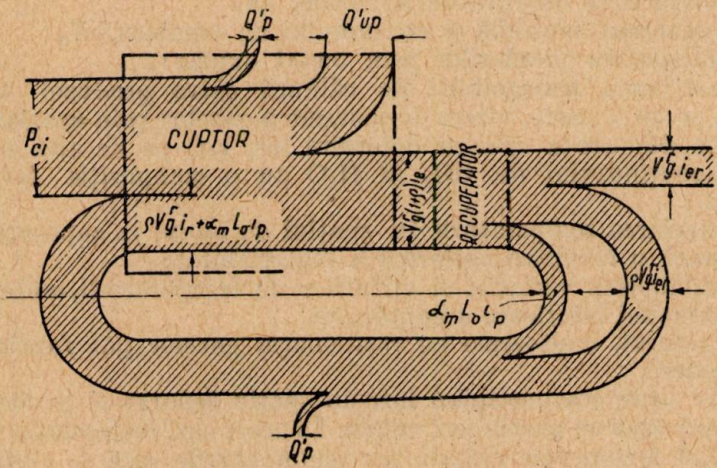


Fig. 1. — Schema termică a unui cuptor cu recirculația gazelor, aspirate de la evacuarea din recuperatorul care preîncălzește aerul pentru ardere.

la ardere. S-au luat în considerație numai factorii principali ce intervin în ecuația de bilanț termic și s-au făcut ipotezele că :

— arderea combustibilului are loc complet în focarul cuptorului situat înaintea spațiului de lucru;

— nu se aspiră aer fals și nu sînt scăpări de gaze în mediul ambiant;
— se poate neglija căldura degajată prin reacții exoterme sau căldura absorbită prin reacții endoterme.

Din ecuația de bilanț termic rezultă că mărimea căldurii utile cedată produsului tehnologic este

$$Q^r_{up} = P_{ci} + \alpha_m \cdot L_0 \cdot i_p - V^r_g \cdot [i_e + \rho(i_e - i_r)] - Q^r_p, \quad (1)$$

unde

$$V^r_g = V_{g0} + (\alpha_m - 1).L_0, \quad (2)$$

iar proporția de gaze recirculate

$$\rho = \frac{P_{ci} + \alpha_m \cdot L_0 \cdot i_p - V^r_g \cdot i_f}{V^r_g \cdot (i_f - i_r).} \quad (3)$$

Semnificația notațiilor ce intervin în relațiile (1) (2) și (3) este următoarea:

α_m — coeficientul excesului de aer la care are loc arderea cu gaze recirculate și aerul de combustie preîncălzit;
ρ — proporția de gaze recirculate;
L_0 — cantitatea teoretică de aer pentru ardere, în Nm^3/Nm^3*);
V_{g0} — cantitatea teoretică de gaze de ardere, în Nm^3/Nm^3;
P_{ci} — puterea calorifică inferioară a combustibilului ars, în $kcal/Nm^3$;
i_e, i_r, i_f — entalpiile gazelor de ardere la temperatura de evacuare din cuptor t_e, temperatura de intrare în focarul cuptorului t_r și temperatura la evacuare din focar t_f care permite desfășurarea optimă a procesului tehnologic, în $kcal/Nm^3$;
i_p — entalpia aerului la temperatura de preîncălzire în $kcal/Nm^3$;
Q^r_p — căldura pierdută din cuptor în mediul ambiant, în $kcal/Nm^3$;
Q^r_{up} — căldura utilă în cazul arderii cu aer preîncălzit și folosirii recirculației gazelor evacuate din recuperator, în $kcal/Nm^3$.

Din relația (1), rezultă că pentru un anumit combustibil Q^r_{up} are o valoare cu atît mai mare cu cît:
— coeficientul de exces α_m este mai mic;
— temperatura aerului preîncălzit t_p este mai mare;
— temperatura de evacuare t_e este mai mică;
— temperatura gazelor recirculate t_r este mai apropiată ca valoare de t_e;
— pierderea de căldură în mediul ambiant Q^r_p este mai redusă, iar
— proporția de gaze recirculate ρ este mai mică.

Din relația (3) rezultă că ρ este cu atît mai mic, cu cît:
— temperaturile t_p și t_r sînt mai reduse;
— temperatura t_f este mai mare;
— coeficientul de exces α_m este mai mic.

---

* Pentru exemplificare s-a admis că se arde combustibil gazos. De aceea mărimile L_0, V_{g0}, P_{ci}, Q^r_p și Q^r_{up} se referă la 1 Nm^3, combustibil ars.

Ţinînd seama că procedeul cel mai raţional este ca din instalaţie să se evacueze o cantitate de căldură cît mai mică $V_g^r i_{er}$ rezultă că trebuie ca :

— V_g^r să fie redus la minimum, adică excesul de aer să aibă valoarea cea mai mică care permite arderea completă a combustibilului, iar

— temperatura gazelor la evacuarea din recuperator t_{er} să fie cît mai redusă.

Dacă gazele care se recirculă ar fi luate de la evacuarea din cuptor, neglijînd pierderile de căldură pe traseul pe care se recirculă, ar rezulta că $i_e = i_r$ şi din relaţia (1) remarcăm că dacă temperatura t_p nu se modifică, căldura utilă Q_{up}^r se măreşte.

În realitate, acest caz este — în general — foarte greu de realizat, deoarece vehicularea gazelor recirculate la temperatura t_e relativ ridicată este dificilă, iar trecerea gazelor recirculate prin recuperator este avantajoasă din punctul de vedere al transmiterii căldurii. Astfel dacă recuperatorul de căldură — care este de tipul convectiv — nu se modifică ca dimensiuni faţă de cazul recirculaţiei gazelor evacuate din cuptor, debitul de gaze vehiculat prin recuperator se măreşte şi ca atare creşte valoarea coeficientului global de transmiterea căldurii de la gazele de ardere la aerul preîncălzit.

Dacă combustibilul este ars cu aer rece avînd temperatura t_a şi nu se recirculă gazele de ardere — procedeu pe care îl vom numi „ardere obişnuită" — căldura utilă are valoarea

$$Q_u = P_{ci} - V_g \cdot i_e - Q_p, \; ^*) \tag{4}$$

unde

$$V_g = V_{g0} + (\alpha - 1) \cdot L_0,$$

iar Q_p este căldura pierdută din cuptor în mediul ambiant pentru cazul arderii obişnuite, în kcal/Nm³.

Coeficientul excesului de aer α este sensibil mai mare decît coeficientul de exces α_m pentru a se putea realiza temperatura admisibilă t_f, fără să se recircule gaze.

Se face ipoteza că pierderile de căldură orare către mediul ambiant şi temperatura t_e au aceleaşi valori pentru primul şi al doilea caz prezentat. Rezultă astfel că economia relativă de combustibil **) ce se obţine faţă de arderea obişnuită prin folosirea arderii cu aer preîncălzit şi recirculaţia gazelor, este

$$x_{rp} = \frac{\alpha_m L_0 \cdot i_p + (\alpha - \alpha_m) L_0 \cdot i_e - \rho \cdot V_g^r \cdot (i_e - i_r)}{P_{ci} + \alpha_m \cdot L_0 \cdot i_p - V_g^r \cdot [i_e + \rho (i_e - i_r)]} \cdot 100. \tag{5}$$

*) Se neglijează diferenţa care apare la valoarea entalpiei, deoarece la arderea obişnuită compoziţia gazelor de ardere evacuate din cuptor, este diferită faţă de cazul arderii cu aer preîncălzit şi recirculaţia gazelor.

**) Ne referim la economia relativă de combustibil brut. Remarcăm faptul că dacă recirculaţia gazelor se efectuează cu un ventilator, echivalentul în combustibilul ars, al energiei electrice consumate pentru acţionarea ventilatorului, este neglijabil.

Dacă nu se folosește recirculația gazelor, dar se arde combustibilul cu aer preîncălzit la temperatura t_p pentru a se obține temperatura necesară t_f, combustia va trebui să se desfășoare la coeficientul de exces $\alpha_p > \alpha$.

Căldura utilă cedată produsului tehnologic, pentru acest caz va fi

$$Q_{up} = P_{ci} + \alpha_p \cdot L_0 \cdot i_p - V_g^p \cdot i_e - Q_p^p, \tag{6}$$

unde

$$V_g^p = V_{g0} + (\alpha_p - 1) \cdot L_0,$$

iar Q_p^p este căldura pierdută din cuptor în mediul ambiant, pentru acest caz, în kcal/Nm³. Similar ca anterior se poate calcula economia relativă de combustibil ce rezultă față de acest ultim caz luat în considerație, prin folosirea arderii cu aer preîncălzit și recirculația gazelor

$$x_{rp}^p = \frac{(\alpha_p - \alpha_m) \cdot L_0 \cdot (i_e - i_p) - \rho \cdot V_g^r \cdot (i_e - i_r)}{P_{ci} + \alpha_m \cdot L_0 \cdot i_p - V_g^r \cdot [i_e + \rho (i_e - i_r)]} \cdot 100. \tag{7}$$

În mod analog se obține economia relativă de combustibil ce rezultă față de arderea obișnuită, prin folosirea arderii cu aer preîncălzit.

$$x_p = \frac{\alpha_p \cdot L_0 \cdot i_p - i_e \cdot L_0 \cdot (\alpha_p - \alpha)}{P_{ci} + \alpha_p \cdot L_0 \cdot i_p - i_e [V_{g0} + (\alpha_p - 1) \cdot L_0]} \cdot 100. \tag{8}$$

3. REZULTATELE EXPERIMENTALE

Folosindu-se cercetările teoretice și experimentale efectuate de Institutul de energetică, s-au proiectat cuptoare perfecționate pentru încălzit piese din materiale feroase în vederea tratamentului termic de revenire, călire și normalizare. La acestea se îmbină folosirea rațională a preîncălzirii aerului de ardere în recuperatoare convective, cu recirculația gazelor de ardere, după o schemă termică analogă celei prezentată în figura 1.

În continuare, se vor prezenta performanțele obținute de un cuptor prototip care realizează tratamentul termic al pieselor necesare industriei constructoare de mașini. Temperatura amestecului dintre gazele proaspete rezultate din arderea combustibilului și gazele recirculate, este reglată automat astfel încît să permită încălzirea pieselor în bune condiții la temperaturi pînă la 880—900°C.

Piesele încălzite sînt deplasate în interiorul spațiului de lucru al cuptorului de o bandă transportoare din oțel refractar, care are viteză de deplasare reglabilă după necesități. Lungimea utilă a vetrei este de ~7 m. Cuptorul este perfect etanș. Se folosește drept combustibil gazul natural, care este ars în arzătoare cu amestec prealabil, reglajul combustiei făcîndu-se automat.

Tirajul și recirculația gazelor se realizează forțat cu ventilatoare adecvate acestui scop.

Preîncălzirea aerului de combustie se realizează într-un recuperator convectiv.

Acest cuptor funcționează de mai bine de un an de zile într-o mare uzină constructoare de mașini din R.P.R.

Încălzind la temperatura de 870—880°C, roți dințate pentru schimbătoare de viteze, cuptorul a realizat o productivitate de $G = 948$ kg/h, ceea ce corespundea la o încărcare specifică a vetrei $G_s = 158$ kg/m^2.

Consumul orar de combustibil gaz natural avînd $P_{ci} = 8\,500$ kcal/Nm^3, a fost de la funcționarea de regim $D_c = 32{,}8$ Nm^3/h, realizîndu-se un consum specific de căldură $c_s = 294$ kcal/kg.

La acest regim de funcționare, randamentul termic al cuptorului a fost $\eta = 0{,}486$.

În figura 2 se prezintă pentru un interval $\Delta\tau = 2$ ore de funcționare, curbele de variație a temperaturilor

— gazelor recirculate la intrarea în focar t_r;

— gazelor de ardere la evacuarea din cuptor t_e;

— în spațiul de lucru, la distanța $l = 2$ m de ambrazura arzătoarelor t_s;

— aerului preîncălzit folosit la ardere t_p.

Pentru același interval de timp $\Delta\tau$ în figura 3 se prezintă curbele de variație a debitelor de

— aer preîncălzit insuflat D_a,

— combustibil gazos D_c,

— gaze recirculate D_r.

Din expunerea făcută se poate remarca că deși performanțele cuptorului sînt sensibil superioare celor mai perfecționate cuptoare de tratament termic utilizate în prezent ($c_s = 500$—600 kcal/kg) [1], totuși ele pot fi ameliorate.

Astfel mărindu-se debitul de gaze recirculate D_r se poate micșora debitul de aer insuflat D_a ceea ce reduce excesul de aer primar.

De asemenea încărcarea specifică a benzii transportoare se poate mări pînă la $G_s \approx 250$ kg/m^2 valoare pentru care a și fost calculată banda. Vom scoate în evidență economicitatea aplicării la acest cuptor a arderii cu aer preîncălzit și recirculația gazelor, față de arderea obișnuită și față de arderea numai cu aer preîncălzit.

Pentru valorile medii ale mărimilor t_e, t_p, t_r, D_a, D_c și D_r luate din figurile 2 și 3 și valorile coeficienților de exces de aer α și α_p calculate după o metodică adecvată [2], [3], a rezultat din formulele (5) și (7):

$$x_{rp} = 49{,}5\% \text{ și } x_{rp}^{p} = 22{,}2\%.$$

Referitor la x_{rp}^{p} trebuie să avem însă în vedere că, la folosirea arderii cu aer preîncălzit la $t_p = 357$°C din cauza temperaturii relativ scăzute pe care trebuie să o aibă gazele de ardere la intrarea în spațiul de lucru al cuptorului, coeficientul de exces α_p are o valoare excesiv de mare ($\alpha_p \approx 3{,}9$). Aceasta conduce la obținerea unei atmosfere puternic oxidantă în spațiul de lucru al cuptorului, la creșterea sensibilă a costului recuperatorului care își mărește dimensiunile și la complicarea instalației de arderea combustibilului.

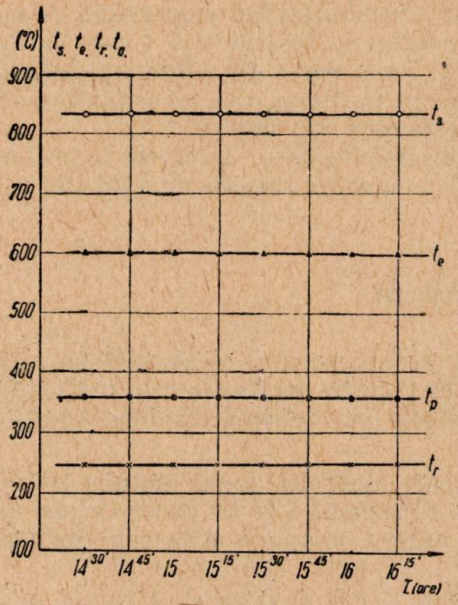


Fig. 2. — Dependența temperaturilor t_a, t_r, t_e și t_s de timpul τ.

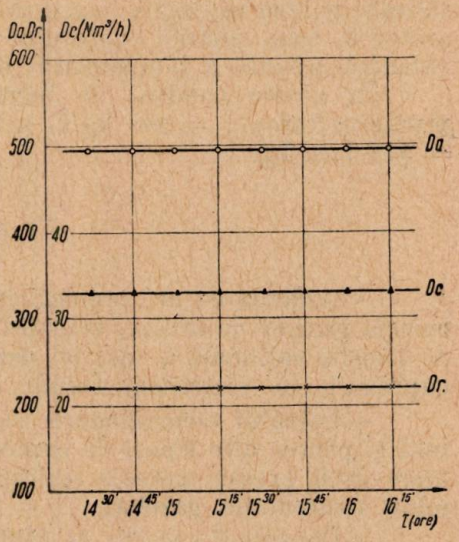


Fig. 3. — Dependența debitelor D_a, D_c și D_r de timpul τ.

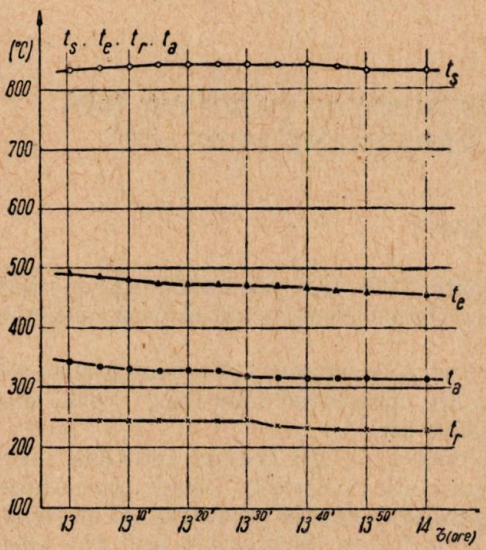


Fig. 4. — Variația în timp a temperaturilor t_a, t_r, t_e și t_s pentru regim tranzitoriu.

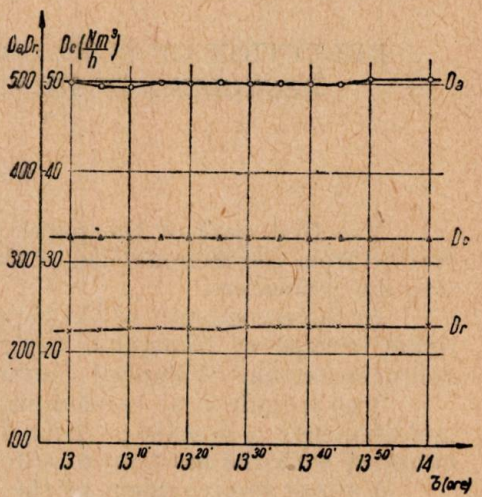


Fig. 5. — Variația în timp a debitelor D_a, D_c și D_r pentru regim tranzitoriu.

O imagine mai completă asupra posibilităților cuptorului experimentat rezultă și din diagramele prezentate în figurile 4 și 5 care au fost ridicate pentru un regim tranzitoriu. O bună parte din căldura gazelor de ardere se ceda zidăriei cuptorului care se încălzea, ceea ce rezultă și din valoarea scăzută a temperaturii de evacuare din cuptor.

În aceste condiții de lucru dezavantajoase, cuptorul a realizat productivitatea $G = 888$ kg/h, avînd consumul specific de căldură $c_s = 314$ kcal/kg.

4. CONCLUZII

— Arderea cu aer preîncălzit în recuperatoare, combinată cu recirculația gazelor de ardere, constituie una dintre metodele cele mai eficace de folosire rațională a energiei dezvoltate prin arderea combustibilului în cuptoarele de tratament termic.

— Calculul termodinamic se poate dezvolta după metoda prezentată și pentru alte tipuri de cuptoare funcționînd la un exces de aer mai mare decît excesul necesar realizării arderii complete și la care se poate folosi recirculația gazelor.

— Consumul specific de căldură $c_s = 294$ kcal/kg și calitatea superioară a produsului tehnologic care s-a obținut la cuptorul prototip folosit la încălzirea diverselor organe de mașini la $\sim 880°C$ în vederea tratamentului termic, confirmă concluziile teoretice. Se recomandă astfel în mod convingător adoptarea acestei soluții, față de soluțiile clasice care conduc la un consum specific de căldură mărit $c_s = 500-600$ kcal/kg.

REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION THROUGH GAS RECYCLING IN HEAT TREATMENT FURNACES

ABSTRACT

The first part of the paper deals with the economic advantages derived from the recirculation of the exhaust gases resulted from combustion air preheaters.

In the second part of the paper the performances of a heat treatment flame furnace of Rumanian design are presented operating with gas recirculation and preheated combustion air.

The specific heat consumption was $c_s = 294$ kcal/kg and the thermal efficiency $\eta = 0.486$; these figures are materially better than those obtained with the most up to date similar furnaces operating at present.

Further improvement of the above figures is possible and the relative fuel economy which may be realized on a furnace of the type investigated with respect to cold air operation is $x_{rp} = 49.4$ per cent.

BIBLIOGRAFIE

1. V. A. KRIVADIN, N. G. MOLCEANOV, S. L. SOLOMENTEV, *Cuptoare metalurgice*, Edit. tehnică. București, 1963, 459.
2. V. V. GHIA, *Economia de combustibil ce se obține prin utilizarea recuperatoarelor la cuptoare.* St. cerc. energ., *4*, 559—569 (1959).
3. — *Eine neue Berechnungsmethode der Verbrennung mit Gasumwälzung für ihre Anwendung bei Industrieöfen.* Zeitschrift für Elektrotechnik und Energetik, **II**, *1*, 117—147 (1957).

ASUPRA TEMPERATURII DE APRINDERE A COMBUSTIBILILOR SOLIZI DIN R.P.R.

DE

ION CARABOGDAN

1. Temperatura amestecului primar influențează în mod direct nivelul de desfășurare a procesului în camera de ardere. De obicei, temperatura amestecului primar este limitată de diverse norme, din considerente legate de pericolul de explozie al prafului de cărbune în timpul transportului spre arzător. Normele de proiectare și exploatare a instalațiilor energetice prevăd pentru cărbunii cu un conținut ridicat de materii volatile o temperatură maximă a aerului primar de 90°C iar pentru cărbunii cu un conținut mic de materii volatile, temperatura de 130°C.

Din punctul de vedere al desfășurării procesului de ardere în focar este de dorit ca temperatura amestecului primar să fie cît se poate de ridicată; cu cît este mai mare cu atît timpul măsurat de la introducerea particulelor pînă la aprinderea lor este mai mic, deci flacăra se scurtează în măsură corespunzătoare, fapt ce influențează asupra dimensiunilor focarului și în ultimă instanță asupra valorii investițiilor necesare. De asemenea, acest proces influențează direct valoarea încărcării camerei de ardere ceea ce are o importanță deosebită în special în cazul focarelor cu ardere intensificată [1], [2]. Pentru alegerea judicioasă a temperaturii amestecului primar este necesară determinarea prealabilă a temperaturii de aprindere a fiecărui combustibil în parte în condiții bine determinate. Temperatura de aprindere a combustibililor solizi în stare pulverizată depinde de următorii factori:

a) Factori care sînt funcție de combustibilul folosit:
— natura combustibilului;
— conținutul de cenușă;
— conținutul de umiditate;
— conținutul de materii volatile;
— granulația prafului.
b) Factori care sînt funcție de mediul de transport:

— concentrația de oxigen;
— presiunea mediului de transport;
— prezența unor elemente inhibitoare a procesului de aprindere (CO_2).

Din cele de mai sus rezultă că nu se poate vorbi de temperatura de aprindere a combustibililor solizi pulverizați ca de o constantă caracteristică combustibilului respectiv ci de o mărime relativă determinată în anumite condiții impuse de metoda experimentală folosită.

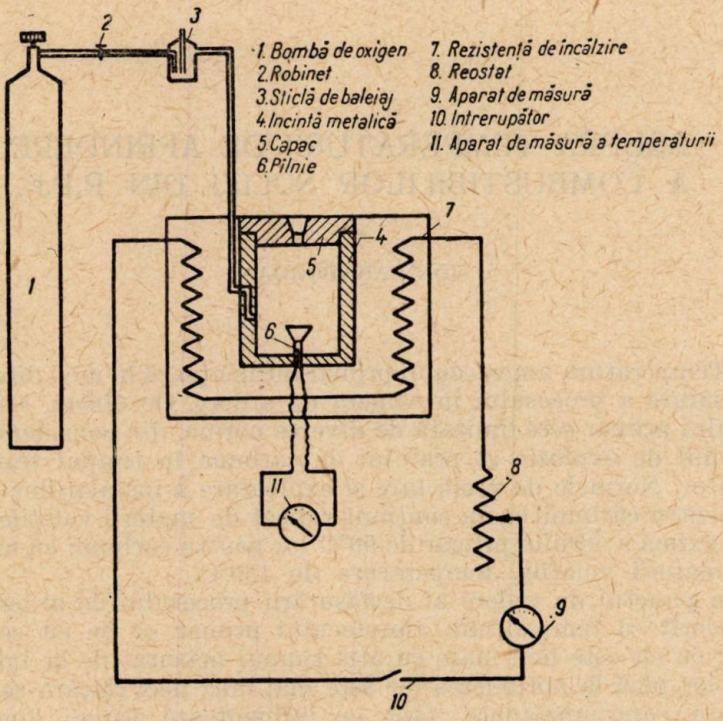


Fig. 1. — Aparatul de tip Güniker.

2. Pentru determinarea temperaturii de aprindere a fost utilizat aparatul Güniker. Principiul metodei de lucru se bazează pe proprietatea combustibililor care la anumite temperaturi în contact cu oxigenul (sau aerul) să se autoaprindă. Astfel temperatura cea mai joasă de autoaprindere se numește punct de aprindere.

Aparatul se compune dintr-un cuptor electric a cărui temperatură poate fi variată prin intermediul unui reostat, un bloc de oțel pentru aprindere prevăzut cu o pîlnie și termocuplă Fe-Constantan. Temperatura este citită pe un instrument indicator. Aparatul este utilat cu o sticlă de baleiaj de H_2SO_4 concentrat. Oxigenul la un debit de 12 l/h este furnizat dintr-o butelie de oxigen obișnuită prevăzută cu un reductor. Față de

aparatul de tip Moor-Krupp, acest aparat are avantajul că punctul de sudură al termoelementului este în legătură directă cu materialul ce se probează, nefiind necesară folosirea unui creuzet de platină. Această

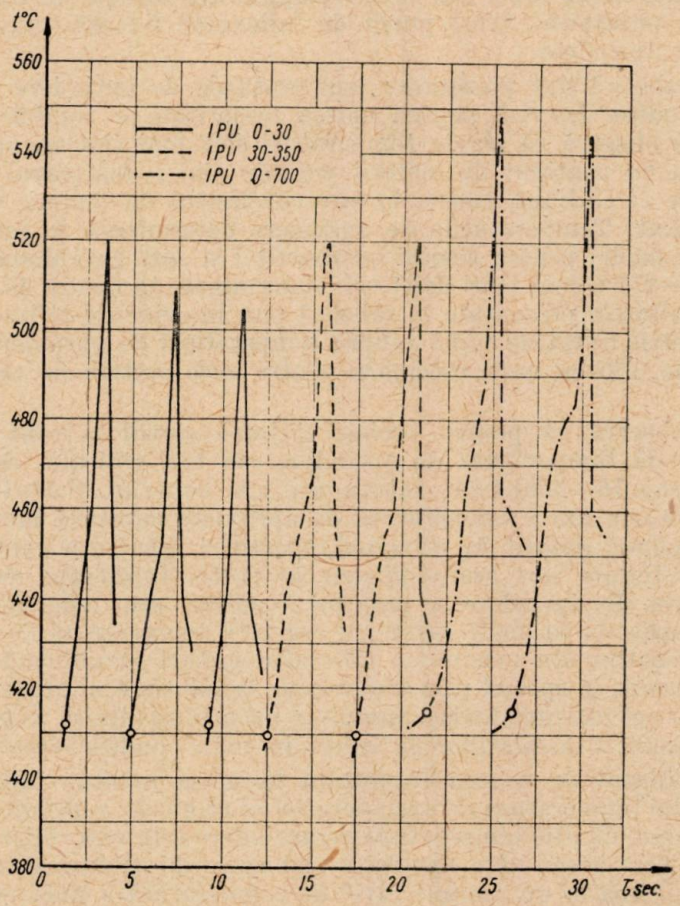


Fig. 2. — Exemple de variație a temperaturii de aprindere funcție de timp în momentul în care se fixează temperatura de aprindere.

construcție mărește sensibilitatea aparatului eroarea înscriindu-se într-o plajă de $\pm$ 5°C.

Combustibilul a cărui temperatură de aprindere trebuie determinată este trecut prin sita de 200 microni.

Determinarea punctului de aprindere se face în urma cîtorva încercări (1—5) preliminare. Încercările se încep la 360—380°C, reglîndu-se rezistența cuptorului astfel încît temperatura să crească cu 10°C în 5 minute. Se lucrează cu un debit de oxigen de 12 l/h. La fiecare 5 minute se introduce o probă de 0,1 g combustibil prin orificiul special amenajat

în capacul blocului de aprindere. În cazul în care materialul nu s-a aprins, el este îndepărtat din creuzet. Aprinderea combustibilului este urmată de apariția unei luminozități însoțite de o mică explozie. În acest moment temperatura crește brusc iar curba temperatura funcție de timp capătă o inflexiune puternică. Acest punct de inflexiune fixează valoarea temperaturii de aprindere.

În tabela 1 sînt prezentate temperaturile de aprindere determinate după metodica descrisă pentru marea majoritate a combustibililor din R.P.R. Se observă că aceste temperaturi sînt mai ridicate în cazul cărbunilor cu un conținut de materii volatile mai redus (cazul huilelor) în comparație cu cărbunii tineri, la care conținutul de materii volatile este foarte ridicat. Temperaturile de aprindere determinate în mediu de aer (la același debit) pentru același combustibil și sort granulometric sînt cu circa 200—250°C mai mari decît cele determinate în mediu de oxigen pur.

Rezultatele prezentate în tabela 1 pun în evidență influența sortului granulometric livrat de mină asupra temperaturii de aprindere a prafului de cărbune obținut prin măcinare pentru zece sorturi de cărbuni tineri (fig. 3).

Se observă că pentru același cărbune sortul mărunt (0—30 sau 0—16) ne dă temperatura de aprindere cea mai ridicată. Sortul mediu (30—350 sau 16—350) temperatura cea mai coborîtă. Sortul 0—700 mm sau 0—350 mm are o temperatură de aprindere cuprinsă între cele două limite, fenomen datorit în principal repartiției diferite a conținutului de cenușă pe fiecare sort granulometric în parte. Interesant de reținut că temperatura de aprindere a prafului rezultat din măcinarea sortului mărunt depășește în unele cazuri cu cca 20°C temperatura de aprindere a prafului rezultat din măcinarea celorlalte sorturi granulometrice fapt ce impune uneori, în special prin trecerea de la folosirea unui alt sort granulometric la cel mărunt, luarea anumitor măsuri menite să asigure funcționarea normală a instalațiilor de ardere în noile condiții create [3].

Conținutul de cenușă (raportată la masa uscată) influențează în mod sensibil temperatura de aprindere astfel că cu cît conținutul de cenușă este mai mare cu atît temperatura de aprindere este mai ridicată, fenomen explicabil prin aceea că o cantitate mai mare de căldură este consumată pentru ridicarea la un anumit nivel de temperatură a unei cantități mai mari de material inert [4]. Variația conținutului de cenușă s-a realizat prin spălarea în lichide grele a unei cantități de cărbune și după aceasta amestecarea în proporția dorită a sterilului cu partea recuperată.

Dependența temperaturii de aprindere de conținutul de cenușă este ilustrată pentru cinci sorturi de combustibil în tabela 2 și figura 4.

Se observă că dependența este liniară și că pentru toți cărbunii studiați scăderea temperaturii de aprindere corespunzătoare creșterii conținutului de cenușă cu 1% este constantă și anume de cca 2°C pe procent.

O influență asupra temperaturii de aprindere, în medie cam de aceeași mărime, o are și conținutul de materii volatile (tabela 3 și fig. 5) [5]. Variația conținutului de materii volatile s-a realizat prin menținerea cărbunilor în retorte pe perioade și la nivele diferite de temperatură.

Tabela 1

Temperatura de aprindere a cărbunilor din R.P.R.

Nr.crt.	Denumirea combustibilului	Granulaţia mm	W_a^{lab} %	A^{anh} %	V^{mc} %	t_a °C
1	Ponor mina 1 HC	p.c.	1,28	24,30	35,60	444
2	Anina est HC	p.c.	1,74	20,84	34,40	486
3	Petrila HL	p.c.	2,77	26,30	48,70	442
4	Lonea HL	p.c.	3,09	32,70	50,00	430
5	Lupeni HG	p.c.	1,95	26,40	46,65	462
6	Uricani HG	p.c.	1,84	36,66	49,20	446
7	Vulcan HG	0—80	2,34	24,50	47,10	442
8	Aninoasa HL	p.c.	2,54	25,20	47,20	440
9	Căpeni BP	0—30	18,06	36,80	68,69	446
10	Căpeni BP	30—350	18,52	28,80	68,02	430
11	Căpeni BP	0—700	16,72	25,38	61,20	440
12	Vîrghiş mina 2 BP	0—700	20,42	22,38	62,02	395
13	Vîrghiş BP	p.c.	20,88	18,32	62,06	395
14	Leorda BM	p.c.	19,10	30,30	62,60	410
15	Şorecani BM	0—16	7,80	39,92	52,20	475
16	Şorecani BM	16—350	7,74	34,00	51,20	455
17	Şorecani BM	0—350	8,10	38,20	50,50	457
18	Comăneşti BM	0—16	8,70	35,80	56,50	465
19	Comăneşti BM	16—300	9,10	21,40	54,04	440
20	Comăneşti BM	0—300	8,70	34,64	48,72	445
21	Horăşti BL	p.c.	22,90	25,10	60,90	402
22	Roşia de Jiu BL	p.c.	15,50	15,50	58,50	400
23	Albeni BL	p.c.	16,30	50,40	67,00	400
24	Rovinari BL	0—80	16,10	51,60	67,00	420
25	Rovinari BL	80—350	16,30	30,00	62,60	410
26	Rovinari BL	0—700	15,20	34,50	62,0	415
27	Schitu-Goleşti BL	0—30	16,87	26,40	59,80	446
28	Schitu-Goleşti BL	30—350	14,40	9,30	59,70	440
29	Schitu-Goleşti BL	30—700	12,05	9,20	61,12	442
30	Berevoeşti BL	0—30	16,37	26,68	59,55	440
31	Berevoeşti BL	30—350	11,23	17,62	59,60	420
32	Berevoeşti BL	0—700	15,89	17,22	57,96	430
33	Godeni puţ 4 BL	0—700	16,94	18,69	56,90	422
34	Pescăreasa BL	0—700	15,94	14,68	59,67	420
35	Jugur BL	0—700	12,26	13,50	61,60	392
36	Poenari BL	0—700	12,94	15,54	59,02	425
37	Şotînga mina 2 BL	0—700	14,64	37,70	64,02	406
38	Filipeştii de Pădure BL	0—30	12,25	25,90	60,60	458
39	Filipeştii de Pădure BL	30—350	15,70	22,42	60,30	440
40	Filipeştii de Pădure BL	0—700	16,38	27,10	61,02	443
41	Bratca Valea Neagră BL	0—30	18,62	45,78	55,20	422
42	Bratca Valea Neagră BL	30—350	18,66	27,40	54,75	420
43	Bratca Valea Neagră BL	0—700	19,95	29,16	55,70	424
44	Cornițel BL	0—700	17,54	39,50	55,56	456
45	Sărmăşag BL	0—30	17,30	28,20	52,00	420
46	Sărmăşag BL	30—350	22,52	23,00	54,20	415
47	Sărmăşag BL	0—700	21,30	31,30	60,50	420
48	I.P.U. BL	0—30	16,17	46,40	59,50	412
49	I.P.U. BL	30—350	21,74	24,70	55,00	410
50	I.P.U. BL	0—700	19,54	38,00	57,90	415
51	Voivozi BL	0—30	14,69	50,70	61,84	460
52	Voivozi BL	30—350	18,97	30,60	61,60	410
53	Voivozi BL	0—700	17,98	26,79	57,06	415

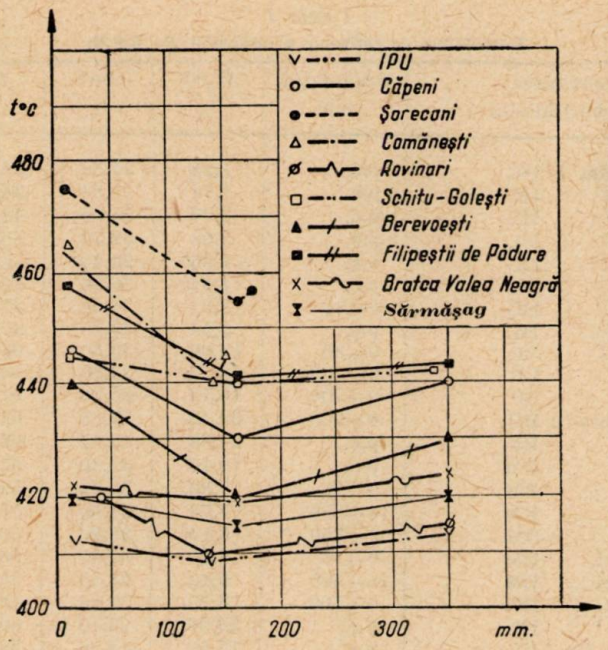


Fig. 3. — Influenţa sortului granulometric livrat asupra temperaturii de aprindere.

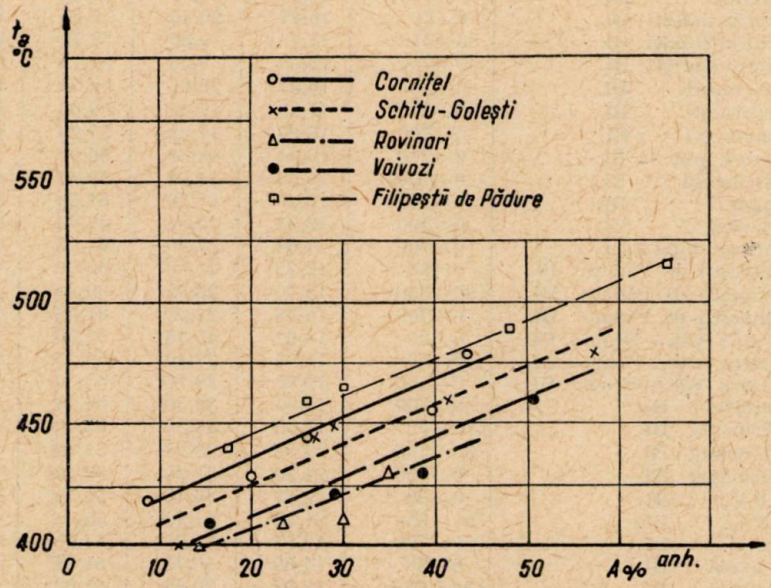


Fig. 4. — Influenţa conţinutului de cenuşă asupra temperaturii de aprindere.

Tabela 2

Influența conținutului de cenușă asupra temperaturii de aprindere

Nr.crt.	Combustibilul	W^a %	A^{anh} %	V^{mc} %	t_a °C	Obs.
1	Corniţel 0—700	10,56	8,76	55,56	420	Probele aduse la granulaţia 0—0,2 mm
2	,,	10,18	19,82	,,	430	
3	,,	10,36	26,20	,,	445	
4	,,	17,54	39,50	,,	456	
5	,,	9,60	43,25	,,	480	
6	Schitu Goleşti 0—30	15,04	12,05	59,80	400	
7	,,	16,87	26,40	,,	446	
8	,,	12,20	28,80	,,	450	
9	,,	10,38	41,0	,,	460	
10	,,	8,12	57,20	,,	480	
11	Rovinari 80—350	13,84	13,80	62,60	400	
12	,,	12,56	21,80	,,	410	
13	,,	12,42	22,90	,,	410	
14	,,	16,30	30,00	,,	410	
15	,,	11,20	34,82	,,	430	
16	Voivozi 0—30	20,10	15,05	61,84	410	
17	,,	16,26	29,20	,,	420	
18	,,	13,12	38,40	,,	430	
19	,,	14,69	50,70	,,	460	
20	Filipeştii de Pădure 0—30	16,40	17,10	60,60	440	
21	,,	12,25	25,90	,,	458	
22	,,	12,12	30,20	,,	465	
23	,,	11,04	48,00	,,	490	
24	,,	8,00	65,30	,,	515	

Din rezultatele prezentate se remarcă că cu cît conținutul de materii volatile (raportate la masa combustibilă) este mai ridicat cu atît praful de cărbune se aprinde mai ușor. De reținut că în cazul huilelor această dependență este mult mai pronunțată decît pentru cărbunii tineri.

Cunoașterea acestei dependențe este deosebit de importantă și necesară în special pentru instalațiile utilate cu focare ciclon pentru care combustibilul este pregătit într-o schemă auxiliară prin folosirea gazelor de ardere la temperaturi care pot fi variate între 800 și 1200°C. Uscarea prealabilă a combustibilului cu gaze de ardere în aumite limite după cum se cunoaște are o influență pozitivă atît asupra procesului de măcinare cît și asupra consumului de energie necesar acestuia.

Astfel că regimul termic din schema de pregătire a prafului influențează concomitent conținutul de umiditate și de materii volatile al prafului obținut.

Umiditatea prafului influențează și ea temperatura de aprindere a prafului de cărbune. Cercetările efectuate arată că această influență este deosebită în comparație cu ceilalți factori analizați mai sus și anume că ea este diferențiată în funcție de fiecare grupă granulometrică a prafului de cărbune. Variația umidității s-a realizat prin uscarea treptată a cărbunelui brut.

Această influență diferențiată este ilustrată în figura 6 pentru praful de cărbune de Schitu-Goleşti (30—700 mm).

Tabela 3

Influența conținutului de materii volatile asupra temperaturii de aprindere

Nr.crt.	Combustibilul	W^a %	A^{anh} %	V^{mc} %	t_a °C
1	Filipeștii de Pădure 0—700	16,38	27,10	61,02	443
2	„	2,85	34,90	40,40	495
3	„	1,30	36,32	31,60	520
4	„	1,60	39,20	23,40	550
5	Schitu-Golești 30—700	12,05	9,20	61,12	442
6	„	1,40	14,66	40,0	470
7	„	0,80	15,90	31,20	480
8	„	1,26	18,22	17,65	495
9	Comănești 0—300	8,70	34,64	48,72	445
10	„	1,88	36,80	42,04	460
11	„	0,50	39,60	33,0	490
12	„	0,56	45,52	22,40	540
13	Vîrghiș p.c.	20,88	18,32	62,06	395
14	„	0,60	22,20	43,70	410
15	„	0,60	24,80	37,10	420
16	„	1,00	27,40	25,44	430
17	Lupeni	1,95	26,40	46,65	462
18	„	0,30	27,32	39,60	490
19	„	0,82	28,45	32,00	515
20	„	0,84	37,00	14,75	560
21	Sărmășag 0—700	21,30	31,30	60,50	420
22	„	0,14	25,50	41,50	435
23	„	0,20	27,62	35,20	450
24	„	0,25	33,35	25,75	480
25	Petrila brut	2,77	26,30	48,70	442
26	„	0,52	29,80	35,60	495
27	„	0,80	33,90	14,42	560
28	„	6,30	40,10	7,85	590

Astfel pentru fracția 0,08—0,09 mm (deci fracția fină) o creștere a umidității de la 10 la 30% determină o ridicare a temperaturii de aprindere de la circa 435 la 482°C.

Pe măsură ce mărimea particulelor crește această infuență se micșorează (pentru fracția 0,2—0,25 mm la aceeași variație a combustibilului corespunde o deplasare a temperaturii de aprindere de circa 15°C în comparație cu 47°C în cazul anterior) pentru ca la mărimi ale particulelor care depășesc 0,5 mm să devină nulă. Acest fapt are o importanță deosebită în cazul focarelor ciclon care permit arderea unui praf măcinat grosier.

Pentru aceste instalații deci, avînd în vedere că regimul termic din focar este destul de ridicat și că nu se pun probleme de aprindere, că temperatura de aprindere a prafului grosier este aproape independentă de conținutul de umiditate, regimul termic al instalației de uscare va trebui determinat numai în funcție de factorii economici ai instalației de măcinare.

Din figura 6 rezultă de asemenea că la aceeași umiditate diferitele fracții granulometrice ale aceluiași cărbune se aprind la temperaturi diferite. Pentru a pune în evidență dependența temperaturii de aprindere de dimensiunea particulelor au fost studiate 5 sorturi de cărbuni la

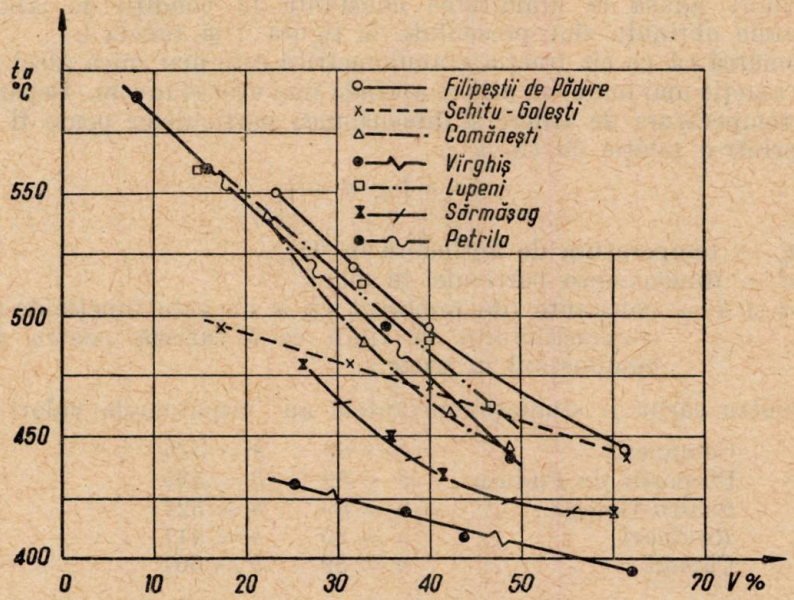
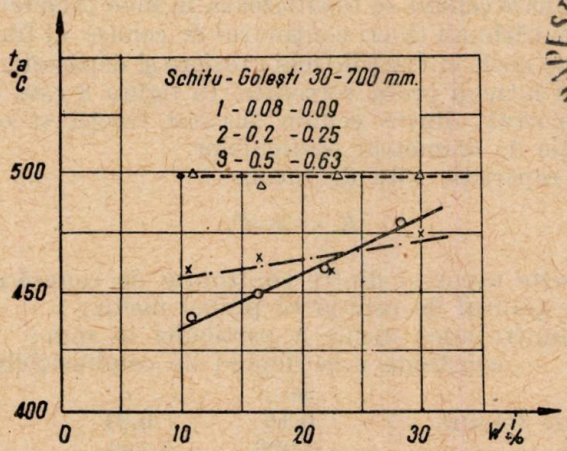


Fig. 5. — Influenţa conţinutului de materii volatile asupra temperaturii de aprindere.



BIBLIOTECA CENTRALĂ A ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA 1848

Fig. 6. — Influenţa umidităţii prafului asupra temperaturii lui de aprindere.

diferite fracții granulometrice. În acest scop a fost folosită o probă medie de cărbune adusă la umiditatea constantă în condiții de laborator. Rezultatele obținute sînt prezentate în figura 7 și tabela 4.

Se remarcă că cu cît fracția granulometrică este mai mică (deci suprafața de reacție mai mare) cu atît se aprinde mai ușor și invers. Dependența dintre temperatura de ardere și dimensiunea particulelor poate fi exprimată printr-o relație de tipul

$$t_a = a \log d + b, \tag{1}$$

în care

t_a — temperatura de aprindere în °C;
d — dimensiunea particulei în mm;
a și b — constante (de remarcat că a nu este funcție de natura combustibilului în timp ce b variază pentru fiecare combustibil în parte).

Pentru cărbunii studiați constantele au următoarele valori:

Comănești	$a = 89$	$b = 546$
Filipeștii de Pădure	$a = 89$	$b = 535$
Schitu-Golești	$a = 89$	$b = 527$
Rovinari	$a = 89$	$b = 511$
Căpeni	$a = 89$	$b = 501$

Înlocuind constantele în ecuația (1) se obține relația analitică dintre temperatura de aprindere și dimensiunea medie a particulei. Astfel, pentru cărbunele de Căpeni relația (1) ia forma

$$t_a = 89 \log d + 501. \tag{2}$$

Analizele fiecărei fracții granulometrice în parte au arătat că în procesul de măcinare cenușa se repartizează în mod preferențial în acestea și anume pentru cărbunii tineri conținutul de cenușă al fracțiilor fine este cu mult mai mare decît în fracțiile mai grosiere și depășește conținutul mediu de cenușă al întregii probe cercetate. În figura 8 este dată repartizarea cenușii (raportul dintre cenușa fiecărei fracții și cenușa medie a probei) în funcție de diametrul particulelor.

Legea de repartiție este de forma

$$K = m\, d^n, \tag{3}$$

în care

K — este raportul dintre conținutul de cenușă mărunt și conținutul de cenușă al probei medii;
d — dimensiunea medie a particulei în mm;
m și n — constante care depind de combustibilul analizat

	m	n
Filipeștii de Pădure	0,16	0,21
Comănești	0,926	0,189
Căpeni	0,576	0,274
Rovinari	0,561	0,18
Schitu-Golești	1,15	0,068

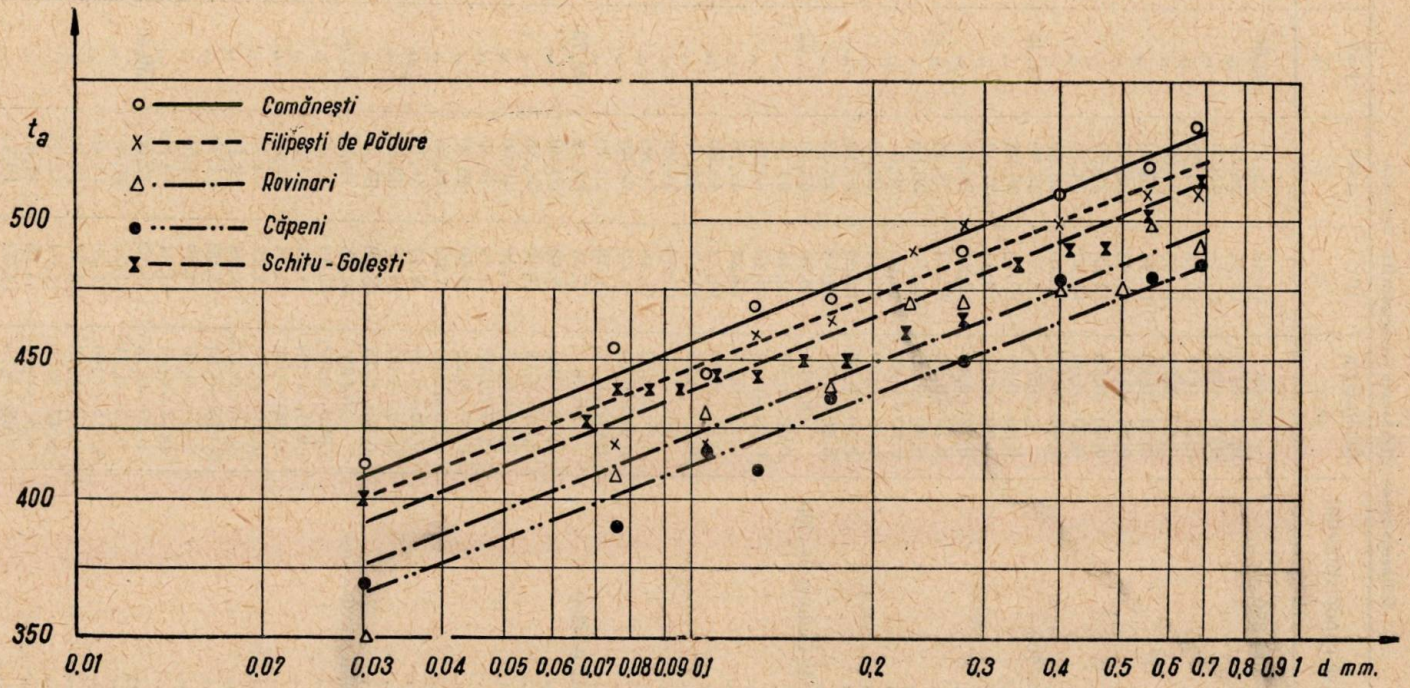


Fig. 7. — Dependența temperaturii de aprindere de dimensiunea particulelor.

Tabela 4

Influenţa granulaţiei asupra temperaturii de aprindere

Nr.crt.	Denumirea combustibilului	Granulaţia mm	W^a %	A^{anh} %	V^{mc} %	t_a °C
1	Rovinari 80—350	<0,06	14,50	32,70	62,60	350
2	,,	0,06—0,09	15,22	26,15	,,	410
3	,,	0,09—0,12	15,38	24,50	,,	430
4	,,	0,12—0,15	15,38	24,25	,,	420
5	,,	0,15—0,20	15,62	23,00	,,	440
6	,,	0,20—0,25	11,32	26,40	,,	470
7	,,	0,25—0,30	11,82	25,82	,,	470
8	,,	0,30—0,50	12,08	24,50	,,	475
9	,,	0,50—0,60	11,90	24,40	,,	500
10	,,	0,60—0,75	12,10	23,80	,,	490
11	Căpeni 0—700	<0,06	18,20	35,90	61,20	370
12	,,	0,06—0,09	19,72	30,98	,,	390
13	,,	0,09—0,12	19,38	27,42	,,	415
14	,,	0,12—0,15	19,84	26,10	,,	410
15	,,	0,15—0,20	20,82	24,30	,,	440
16	,,	0,20—0,25	24,10	20,85	,,	450
17	,,	0,25—0,30	14,00	20,5	,,	450
18	,,	0,30—0,50	14,20	18,20	,,	480
19	,,	0,50—0,60	14,00	17,10	,,	480
20	,,	0,60—0,75	14,38	16,48	,,	485
21	Filipeştii de Pădure 0—700	<0,06	10,70	63,60	61,02	420
22	,,	0,06—0,09	12,48	54,10	,,	420
23	,,	0,09—0,12	13,20	49,40	,,	420
24	,,	0,12—0,15	13,28	47,70	,,	460
25	,,	0,15—0,20	14,22	43,90	,,	465
26	,,	0,20—0,25	11,76	42,00	,,	490
27	,,	0,25—0,30	10,94	39,80	,,	500
28	,,	0,30—0,50	11,48	37,60	,,	500
29	,,	0,50—0,60	11,02	36,60	,,	510
30	,,	0,60—0,75	11,58	24,70	,,	510
31	Comăneşti 0—300	<0,06	7,05	63,10	48,72	413
32	,,	0,06—0,09	8,10	54,00	,,	455
33	,,	0,09—0,12	8,30	50,80	,,	445
34	,,	0,12—0,15	8,10	49,60	,,	470
35	,,	0,15—0,20	8,84	46,50	,,	472
36	,,	0,20—0,25	8,30	45,90	,,	490
37	,,	0,25—0,30	7,62	44,80	,,	490
38	,,	0,30—0,50	8,14	38,70	,,	510
39	,,	0,50—0,60	8,06	38,80	,,	520
40	,,	0,60—0,75	8,28	35,20	,,	535
41	Schitu-Goleşti 30—700	<0,063	11,08	19,20	61,12	400
42	,,	0,063—0,071	11,50	12,60	,,	430
43	,,	0,071—0,08	11,34	11,90	,,	440
44	,,	0,08—0,09	11,16	12,95	,,	440
45	,,	0,09—0,10	11,12	12,70	,,	440
46	,,	0,10—0,125	11,04	12,10	,,	445
47	,,	0,125—0,15	11,02	11,70	,,	445
48	,,	0,15—0,16	11,00	11,50	,,	450
49	,,	0,16—0,20	11,04	10,80	,,	450
50	,,	0,20—0,25	11,12	12,00	56,40	460
51	,,	0,25—0,315	11,28	10,40	,,	465
52	,,	0,315—0,40	11,50	11,40	,,	485
53	,,	0,40—0,43	11,28	10,50	,,	490
54	,,	0,43—0,50	11,04	12,25	,,	490
55	,,	0,5 —0,63	11,28	11,60	,,	500
56	,,	0,63—0,75	11,22	10,45	,,	515

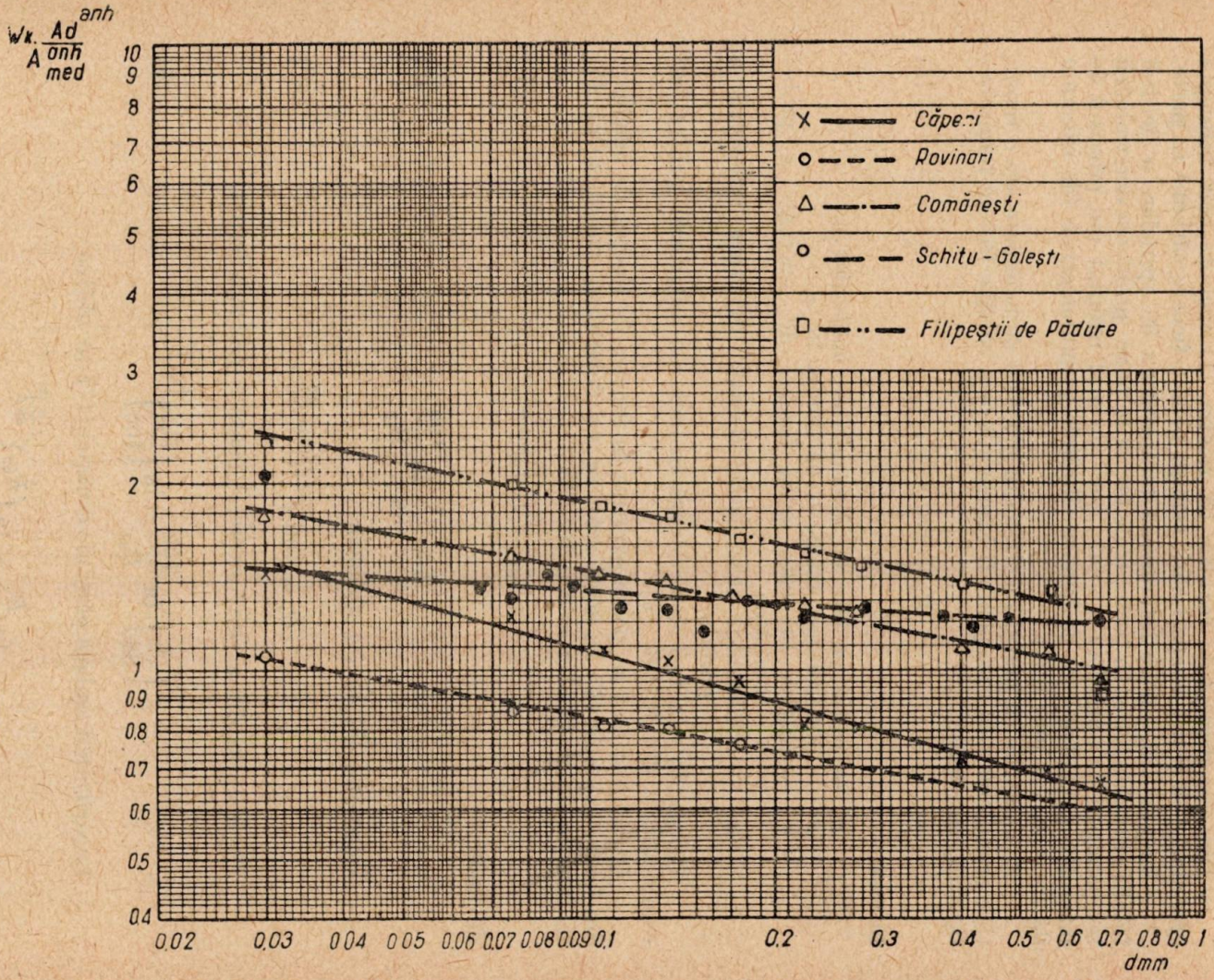


Fig. 8. — Repartiţia conţinutului de cenuşă pe diverse fracţii granulometrice.

Din cele prezentate rezultă că relația (1) include atît influența granulației cît și cea a repartizării cenușii pentru fiecare cărbune în parte.

În practică, nu ne interesează temperatura de aprindere a fiecărei fracții granulometrice în parte, ci de obicei se pune problema determinării temperaturii de aprindere a unui „nor" de praf rezultat din procesul de măcinare și pentru care se cunosc limitele granulometrice (de exemplu de la 0 la 0,5 mm etc.).

Se cunoaște că praful rezultat din procesul de măcinare are o repartiție granulometrică care poate fi exprimată prin relația Rossin-Rammler-Sperling și anume [6]

$$R_x = 100\, e^{-bx^n},\ \% \tag{4}$$

în care

R_x — restul pe sita cu dimensiunea ochiurilor x;
x — dimensiunea medie a particulei în μ;
b — coeficientul care arată finețea de măcinare a probei studiate;
n — coeficientul care caracterizează structura interioară a prafului.

Constanta n a fost determinată în lucrările anterioare pentru toți combustibilii din R.P.R. [7].

Caracteristica b se poate exprima în funcție de finețea de măcinare din însăși expresia (4). În acest scop se va determina valoarea lui R_{88} în funcție de x. Cînd $x = 88\mu$ rezultă

$$R_{88} = 100\, e^{-b88^n}, \tag{4'}$$

de unde

$$b = \frac{1}{88^n} \ln \frac{100}{R_{88}}. \tag{5}$$

Înlocuind (5) în (4) obținem

$$R_x = 100\, e^{-\left(\frac{x}{88}\right)^n \ln \frac{100}{R_{88}}}. \tag{4''}$$

Exponentul din această expresie poate fi pus sub forma

$$-\left(\frac{x}{88}\right)^n \ln \frac{100}{R_{88}} = \ln \left(\frac{R_{88}}{100}\right)^{\left(\frac{x}{88}\right)^n}. \tag{6}$$

Logaritmînd ambele părți ale ecuației (4'') se obține

$$\ln \frac{R_x}{100} = \ln \left(\frac{R_{88}}{100}\right)^{\left(\frac{x}{88}\right)^n},$$

de unde

$$R_x = 100\left(\frac{R_{88}}{100}\right)^{\left(\frac{x}{88}\right)^n}, \qquad (4''')$$

sau pentru orice sită convențională cu dimensiunea ochiurilor l,

$$R_l = 100\left(\frac{R_l}{100}\right)^{\left(\frac{x}{l}\right)^n}. \qquad (7)$$

Cunoscînd deci legea de repartiție a fracțiilor granulometrice într-o cantitate de praf dată și legea de dependență a temperaturii de aprindere de dimensiunea particulelor se poate determina temperatura medie de aprindere a prafului de cărbune dat prin rezolvarea relației

$$t_{am} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} t_a(x).R(x).\mathrm{d}x}{\int_{x_1}^{x_2} R(x)\,\mathrm{d}x}, \qquad (8)$$

sau înlocuind expresiile $t_a = f(x)$ și $R_x = f(x)$ vom avea

$$t_{am} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} (a \log x + b).100\left(\frac{R_l}{100}\right)^{\left(\frac{x}{l}\right)^n} \mathrm{d}x}{\int_{x_1}^{x_2} 100\left(\frac{R_l}{100}\right)^{\left(\frac{x}{l}\right)^n} \mathrm{d}x}\ °\mathrm{C}. \qquad (8')$$

Pentru rezolvarea expresiei se consideră în mod convențional că dimensiunea maximă a granulelor (x_2) corespunde la restul $R = 0{,}1\%$ deoarece cînd $R_{x\max} = 0$ și $x_{\max} = \infty$ problema nu este determinată. Expresia poate fi rezolvată numai, dîndu-se valori succesive pentru x în anumite limite.

Expresia (8′) a fost folosită pentru verificare la cărbunele de Filipeștii de Pădure în următoarele condiții: $x_1 = 0$; $n = 1{,}111$; $a = 89$; $b = 535$; $R_l = 0{,}1\%$; $l = 0{,}2$; x_2 a fost variat de la 0,04 la 0,2 prin creșterea valorii lui de fiecare dată cu cîte 0,04.

S-a obținut astfel o temperatură medie de aprindere de 419°C.

Temperatura de aprindere a unei probe din același cărbune adus la granulația 0—0,2 mm determinată experimental a fost de 420°C deci o valoare foarte apropiată de cea determinată prin calcul.

Diferențe de același ordin de mărime au fost obținute pentru încă 4 verificări făcute.

Avantajele metodei de calcul propuse devin evidente în cazul calculării temperaturii de aprindere a unui praf ale cărui limite granulometrice sînt foarte largi : (0—0,4, 0—0,7, 0—0,10 mm etc.) şi pentru care metodica experimentală descrisă nu mai poate fi folosită.

ÜBER DIE ENTZÜNDUNGSTEMPERATUR DER FESTEN BRENNSTOFFE AUS DER RVR

ZUSAMMENFASSUNG

Nach dem Verfahren mittels des Güniker-Apparates wurden die Entzündungstemperaturen des aus der Vermahlung der wichtigsten festen Brennstofftypen aus der RVR hervorgegangenen Staubes bestimmt. Die Bestimmungen erfolgten gleichlaufend in reiner Sauerstoff- und in Luftatmosphäre. Die Untersuchungen ließen erkennen, daß der Aschegehalt die Entzündungstemperatur wesentlich beeinflußt, und zwar so, daß mit größerem Aschegehalt die Entzündungstemperatur ebenfalls höher liegt.

Ferner wurde der Einfluß der Feuchtigkeit und der flüchtigen Stoffe untersucht.

Die Unteruschungen über den Einfluß der Körnung auf die Entzündungstemperatur haben die Ableitung von mathematischen Beziehungen zwischen diesen zwei Kenngrößen ermöglicht. Auf Grund dieser Beziehungen wird eine graphisch-analytische Berechnungsmethode der mittleren Entzündungstemperatur eines Kohlenstaubes vorgeschlagen, dessen Kornverteilung der Beziehung von Rossini-Rammler-Sperling genügt. Diese mittlere Temperatur kann der Wahl der Vorwärmungstemperatur der Luft oder eines anderen Trägergases in Kraftanlagen zu Grunde gelegt werden, die mit Kohlenstaub betrieben werden.

BIBLIOGRAFIE

1. M. E. HUBBORD, *First performance trial and first combustion mechanism. Triad with pulverized Coal.* Combustion November, 33—43 (1960).
2. O. P. ROSSIN, *The mechanism of combustion of pulverized fuel.* Journal of the Inst. of fuel. Aug., 346—355 (1958).
3. C. S. FINNEY, *Influence of particle size and volatile content on the ignitibility of pulverised bituminous Coal.* Amer. Soc. Med. Eng. Paper, 62 W.A., 195 (1962).
4. Г. Ф. Кнорре, *Топочные процессы.* Госэнергоиздат, 1959.
5. E. GUGEL, *Bestimmung der Zündtemperatur fester Brennstoffe mit Hilfe des Erhitzungsmikroskopes.* Brennstoff-Chemie, 375—378 (1960).
6. O. P. ROSSIN, E. RAMMLER, Journal of the Inst. of Fuel., 31, 29—36 (1933).
7. I. CARABOGDAN, C. CRĂCIUNEANU, Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R., St. cerc. energ. 1, 109—131 (1963).

ASUPRA TEMPERATURILOR CARACTERISTICE ALE CENUȘILOR CĂRBUNILOR DIN R.P.R.

DE

ION CARABOGDAN

Trecerea de la instalații cu evacuarea zgurei în stare solidă la instalații cu evacuarea ei în stare lichidă impune cunoașterea foarte precisă a temperaturilor caracteristice ale cenușii combustibilului utilizat. Valorile temperaturilor caracteristice influențează direct proiectarea instalației de ardere, ca ecranarea suprafețelor din interiorul focarului, regimul termic, posibilitățile de recirculație a gazelor și locul de amplasare al prizei acestora etc. Studiul influenței diferiților constituenți ai cenușei asupra temperaturii caracteristice pentru cunoașterea fondanților necesari în cazul în care se dorește o mărire a limitelor de funcționare a instalației, în special în cazul zgurilor scurte.

În cadrul Institutului de energetică în anul 1959 [10] au fost determinate temperaturile caracteristice pentru unii cărbuni cu ajutorul cuptorului Tamann. Determinările s-au efectuat în atmosferă semireducătoare în scopul de a cunoaște modul de comportare a zgurii în zona imediat apropiată de ecranele focarelor cu arderea pulverizată a combustibilor, sau în stratul de cărbune în cazul focarelor utilate cu grătare. În cazul instalațiilor de ardere intensificată a combustibililor solizi avem de-a face cu un mediu oxidant în întreaga incintă a focarului fapt care reclamă determinarea temperaturii caracteristice într-un mediu similar. Temperaturile caracteristice astfel determinate sînt acoperitoare și pentru necesitățile proiectării și exploatării instalațiilor clasice, deoarece temperatura de înmuiere este practic aceeași în atmosferă semireducătoare sau oxidantă iar temperatura de topire și curgere este pentru majoritatea cazurilor mai coborîtă în atmosferă oxidantă față de cea semireducătoare *).

*) I. Carabogdan, *Temperaturile caracteristice ale cenușilor-cărbunilor din R.P.R.* Inst. de energetică, 1963.

În acest articol se prezintă temperaturile caracteristice pentru o gamă largă de combustibili din R.P.R., determinate în atmosferă oxidantă cu ajutorul microscopului Leitz, cu o precizie de ± 5°C. Se pune în evidență influența diferiților constituenți ai cenușii asupra valorilor temperaturilor caracteristice, lucru de mare importanță pentru alegerea diferiților fondanți în scopul lărgirii limitelor de funcționare ale focarelor ciclon.

1. Aparatul Leitz (fig. 1) se compune, dintr-un cuptor electric *5*, prevăzut cu un reostat care permite reglarea temperaturii pînă la 1800°C, un dispozitiv (cărucior) *2*, de introducere a probei în cuptor, un termocuplu Pt-PtRh (fig. 2), microscopul propriu-zis cu posibilități de înregistrare a imaginii pe pelicula fotografică, un galvanometru cu sursă luminoasă, o sursă luminoasă *1*, și un suport de fixare a tuturor părților componente.

Cenușa pentru corpurile de probă s-a obținut prin calcinarea la 850°C pînă la greutate constantă a unui cărbune adus la granulația sub 200 microni. Corpurile de probă, cilindrii cu diametrul și înălțimea de 3 mm se fac cu ajutorul unei matrițe de mînă.

Proba pregătită se amplasează cu ajutorul unei pensete speciale pe plăcuța de Pt-Ir așezată pe porțiunea plană a tijei termocuplei. Prin manipularea căruciorului proba este introdusă în interiorul cuptorului, plăcuța situîndu-se în zona de temperaturi maxime (fig. 3).

Poziția „la rece" este fixată pe pelicula aparatului de fotografiat. Încălzirea probei se face cu o viteză de ridicare a temperaturii de circa 10°C pe minut. Temperaturile caracteristice definite de normele internaționale 1...5, sînt înregistrate pe pelicula fotografică (fig. 4).

Microscopul permite mărirea corpului de 3,5; 5 și 11 ori.

Prima serie de experiențe au întărit concluziile trase în [10] asupra influenței formei și mărimii corpului de probă, a concentrației de dextrină în soluția de liant și a influenței atmosferei de lucru.

2. În scopul determinării influenței sortului granulometric al cărbunelui livrat termocentralelor asupra temperaturilor caracteristice ale cenușilor respective, au fost studiați 11 cărbuni fiecare în cîte trei sorturi granulometrice (tabela 1).

Din analiza rezultatelor obținute reiese că în marea majoritate a cazurilor, temperaturile caracteristice sînt mai ridicate pentru cenușa sortului mărunt (0—30 mm, 0—16 mm, 0—80 mm) în comparație cu cele ale sortului mare (30—350 mm, 80—350 mm, 16—350 mm). De remarcat că această diferență este cu atît mai mare cu cît limita sortului măsurat este mai largă (0—80 mm față de 0—30 mm sau 0—16 mm). Se observă că sortul granulometric 0—700 mm are temperaturile caracteristice în general, mai ridicate decît cele determinate pentru cenușa sortului intermediar (30—350 mm), aceasta tocmai datorită influenței cu care intervine sortul mărunt. În procesul de exploatare trecerea de la un sort granulometric la altul poate, în funcție de combustibil și respectiv cenușa acestuia, ridica probleme dificile legate de zgurificare. De asemenea marea majoritate a cenușilor provenite din sortul granulometric mărunt au intervalul $(t_3 - t_2)$ mai mare ca în cazul celorlalte sorturi.

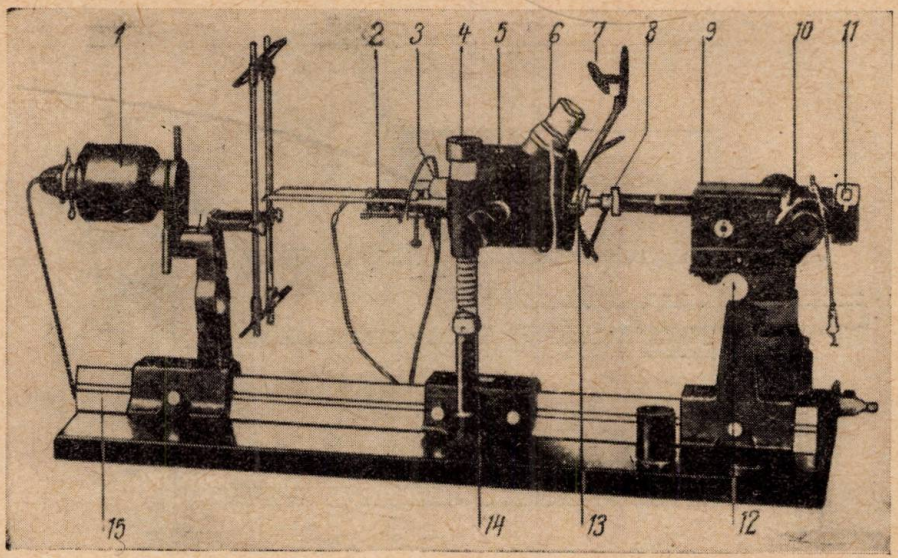


Fig. 1. — Microscop cu încălzire Leitz. *1* — sursă de lumină; *2* — cărucior pentru introducerea probei; *3* — cameră de răcire posterioară; *4* — dispozitiv de reglaj pe verticală; *5* — carcasa cuptorului de încălzire; *6* — deschidere (orificiu) pentru lumina incidentă; *7* — oglindă pentru lumina incidentă; *8* — obiectiv; *9* — microscop de observație și fotografiere; *10* — oglindă reflectoare pentru ocular.

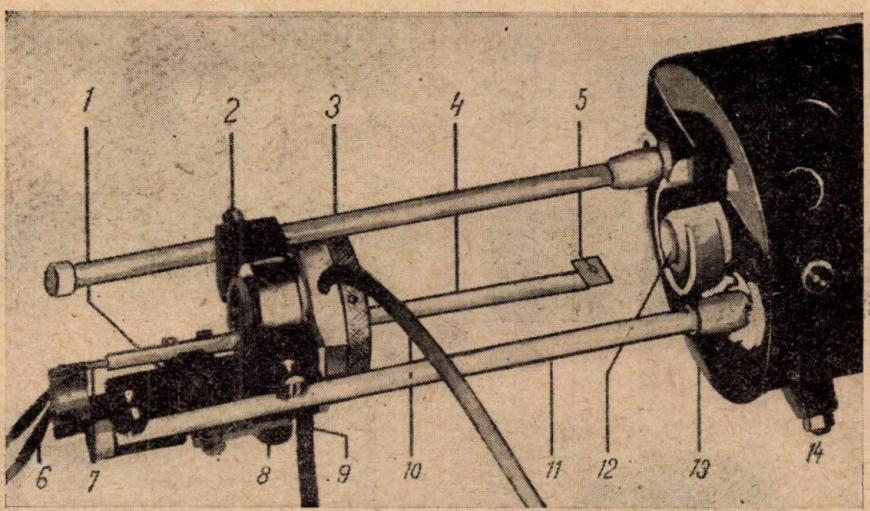


Fig. 2. — Dispozitiv de introducere a probei în cuptor. *1* — cărucior pentru introducerea probei; *2* — role de ghidaj; *3* — piuliță de etanșare; *4* — suport probă cu termocuplă; *5* — plăcuță pentru probă; *6* — conductă pentru termocuplă și cablu de compensație; *7* — firele termocuplei; *8* — dispozitiv de rotire pentru reglaj; *9*—*10* — tub de cauciuc pentru circulația apei; *11* — tije de ghidaj; *12* — mufa cuptorului propriu-zis; *13* — inel cu filet pentru închidere etanșă; *14* — șuruburi de reglarea poziției rolelor cuptorului.

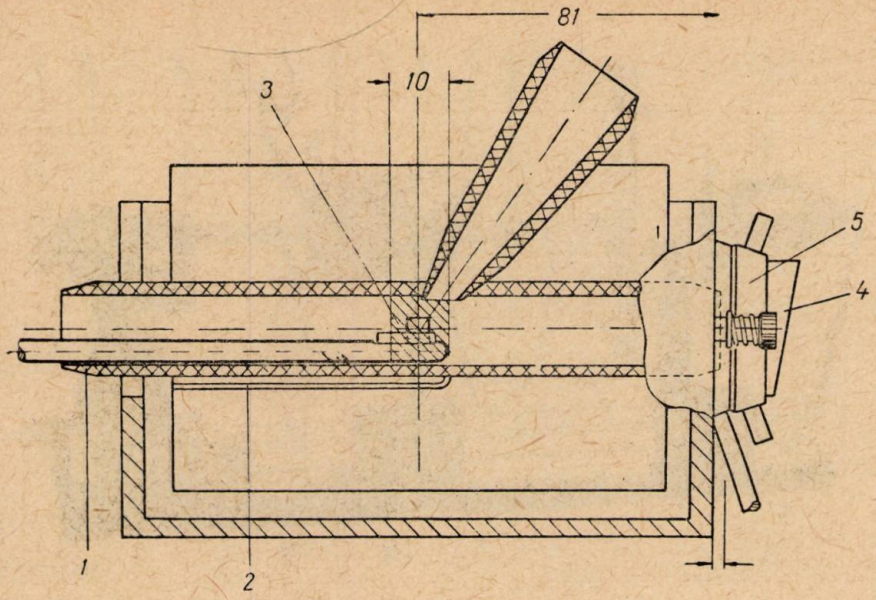
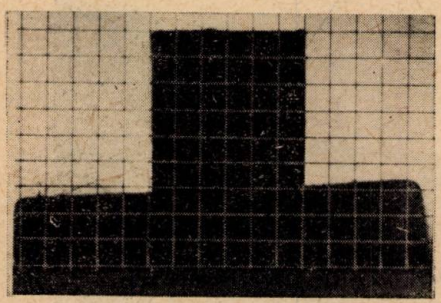
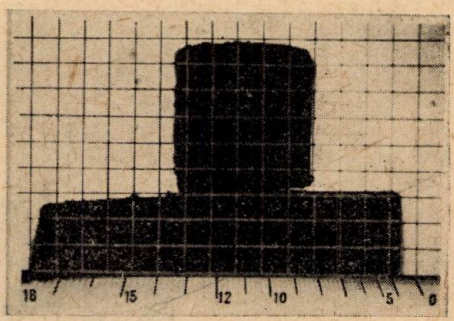


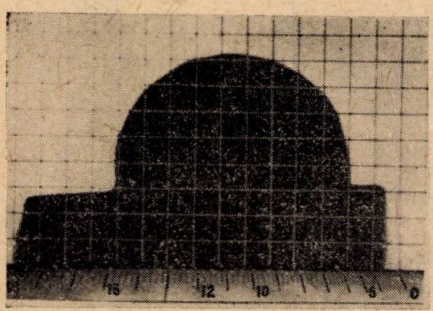
Fig. 3. — Schema cuptorului propriu-zis. *1* — mufa cuptorului; *2* — carcasă pentru un termoelement secundar; *3* — zona temperaturilor maxime; *4* — camera de răcire anterioară; *5* — şurub de presiune a camerei de răcire; *6* — suport probe cu termocuplă; *7* — termocuplă; *8* — lipitura termocuplei; *9* — corp de probă; *10* — plăcuţa suport a corpului de probă.



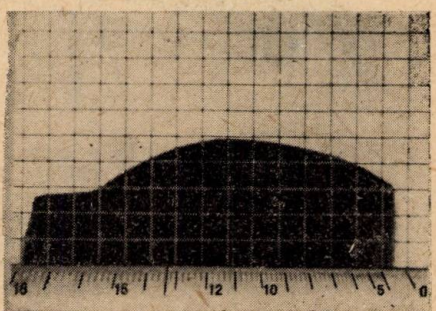
a



b



c



d

Fig. 4. — Temperaturile caracteristice determinate cu microscopul cu încălzire Leitz. a) — corpul de probă la rece. b) — t_1 — temp. de înmuiere. c) — t_2 — temp. de topire. d) — t_3 — temp. de curgere.

Tabela 1

Caracteristicile energetice ale combustibililor solizi din R.P.R.

Nr. crt.	Cărbunele	Granulația	Caracteristici tehnice				Temp. caract. ale cenușilor		
			W_i^i %	A^i %	V^{mc} %	Q_i^i kcal/kg	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Ponor mina 1	p.c.	6,91	22,60	35,60	4564	1545	1610	1630
2	Ponor mina 2	p.c.	4,18	16,40	32,00	4736	1600	1680	1690
3	Anina Est	p.c.	10,10	18,18	34,40	5126	1560	1620	1650
4	Anina Vest	p.c.	3,53	17,90	32,80	5476	1480	1600	1630
5	Anina Sud	p.c.	3,37	12,70	30,48	5447	1440	1535	1560
6	Petrila	p.c.	7,24	24,40	48,70	4834	1290	1305	1340
7	Lonea	p.c.	9,68	29,60	50,00	4074	1410	1505	1545
8	Lupeni	p.c.	8,22	24,20	46,65	4960	1335	1350	1380
9	Uricani	p.c.	6,45	34,22	49,20	5074	1340	1395	1430
10	Vulcan	p.c.	9,33	12,05	43,20	4956	1320	1335	1365
11	Vulcan	0— 80	6,93	22,80	47,10	5031	1350	1370	1400
12	Aninoasa	p.c.	8,38	23,10	47,20	4806	1283	1315	1350
13	Căpeni	0— 30	50,30	18,35	68,69	1996	1205	1240	1255
14	Căpeni	30—350	50,62	14,32	68,02	1994	1200	1240	1255
15	Căpeni	0—700	49,20	12,85	61,20	2022	1170	1210	1220
16	Vîrghiș mina 1	0—700	60,00	5,89	63,69	1703	1140	1335	1350
17	Vîrghiș mina 2	0—700	54,26	10,40	62,02	1760	1160	1230	1290
18	Vîrghiș	p.c.	54,40	8,28	62,06	1745	1155	1200	1245
19	Leorda	p.c.	38,85	18,65	62,60	2296	1220	1315	1355
20	Șorecani	0—16	10,75	28,92	52,20	3537	1220	1370	1400
21	Șorecani	16—350	9,75	30,70	51,20	3584	1200	1380	1405
22	Șorecani	0—350	10,95	34,00	50,50	3536	1230	1380	1425
23	Comănești	0— 16	18,80	29,10	56,50	3371	1200	1350	1400
24	Comănești	16—300	18,95	17,32	54,04	3282	1200	1290	1320
25	Comănești	0—300	20,30	27,62	48,72	3168	1200	1330	1335
26	Horăști	p.c.	42,40	14,70	60,90	2370	1195	1235	1270
27	Roșia de Jiu	p.c.	44,90	8,25	58,50	—	1200	1320	1335
28	Albeni galeria 1	p.c.	36,40	28,10	55,80	1802	1190	1310	1358
29	Albeni plan înclinat	p.c.	33,70	33,30	67,00	1571	1223	1405	1435
30	Rovinari mina 1	p.c.	40,80	23,98	69,00	1812	1260	1460	1480
31	Rovinari mina 2	p.c.	39,30	31,60	63,30	1311	1255	1515	1530
32	Rovinari	0— 80	35,90	33,00	67,00	1605	1340	1460	1480
33	Rovinari	80—350	41,90	17,42	62,60	2264	1240	1340	1360
34	Rovinari	0—700	38,90	21,02	62,00	2119	1300	1345	1370
35	Rovinari carieră	p.c.	39,30	23,22	63,40	1886	1200	1340	1355
36	Schitu-Goleşti	0— 30	39,90	15,90	59,80	2410	1190	1270	1295
37	Schitu-Goleşti	30—350	39,50	5,64	59,70	3744	1180	1240	1310
38	Schitu-Goleşti	30—700	40,80	5,50	61,12	3856	1180	1220	1250
39	Berevoești	0— 30	47,60	14,00	59,55	2367	1200	1280	1315
40	Berevoești	30—350	46,60	9,40	59,60	2510	1190	1325	1345
41	Berevoești	0—700	41,50	10,10	57,96	2652	1170	1290	1315
42	Godeni puț 2	0—700	37,70	17,60	57,40	2487	1180	1275	1305
43	Godeni puț 4	0—700	41,00	11,00	56,90	2320	1195	1280	1305
44	Pescăreasa	0—700	39,60	8,85	59,67	1836	1200	1265	1285
45	Jugur	0—700	40,54	8,04	61,60	2784	1155	1235	1250
46	Poenari	0—700	39,85	9,35	59,02	17	1205	1270	1285
47	Șotînga mina 2	0—700	30,35	26,30	64,02	1754	1170	1280	1320
48	Șotînga mina 3	0—700	28,20	26,12	66,10	2281	1160	1280	1300
49	Filipeștii de Pădure	0— 30	21,70	22,20	60,60	2858	1260	1280	1320
50	Filipeștii de Pădure	30—350	27,90	16,22	60,30	2696	1160	1245	1255

Tabela 1 (continuare)

Nr. crt.	Cărbunele	Granulația	Caracteristici tehnice				Temp. carac. ale cenușilor		
			W_i^i %	A^i %	V^{mC} %	Q_i^i kcal/kg	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
51	Filipeștii de Pădure	0—700	26,44	19,92	61,02	2788	1210	1260	1310
52	Caransebeș	p.c.	17,60	28,70	—	2750	1210	1550	1610
53	Borsec	p.c.	19,02	26,10	59,51	3205	1250	1300	1360
54	Bratca V. Neagră	0— 30	28,20	32,80	52,20	3061	1200	1310	1370
55	Bratca V. Neagră	30—350	33,90	18,10	54,75	2734	1200	1320	1342
56	Bratca V. Neagră	0—700	33,10	19,45	55,70	2610	1220	1325	1345
57	Bratca V. Neagră	0—700	28,30	28,30	55,56	1807	1260	1420	1455
58	Sărmășag	0— 30	38,00	17,48	52,00	1747	1240	1300	1335
59	Sărmășag	30—350	33,70	15,20	54,20	2095	1228	1280	1295
60	Sărmășag	0—700	32,77	21,10	60,50	2134	1230	1295	1315
61	I.P.U.	0— 30	26,95	34,00	59,50	2415	1185	1320	1330
62	I.P.U.	30—350	31,95	16,80	55,00	2362	1175	1265	1305
63	I.P.U.	0—700	31,35	26,10	57,90	2292	1200	1260	1310
64	Chiejd	p.c.	12,13	40,05	—	2806	1200	1420	1500
65	Vărzari	p.c.	13,88	32,40	—	3422	1130	1400	1420
66	Voivozi	0— 30	24,30	38,50	61,84	2674	1220	1340	1360
67	Voivozi	30—350	29,60	21,50	61,60	2538	1220	1325	1345
68	Voivozi	0—700	30,60	19,30	57,06	2448	1275	1325	1340
69	Voivozi deshidr.	0— 30	22,20	28,40	63,16	2788	1190	1300	1330
70	Voivozi deshidr.	30—350	23,65	12,80	51,25	2720	1210	—	1290
71	Filipeștii de Pădure deshidr.	0— 15	17,50	39,70	65,50	3110	1190	1290	1320
72	Filipeștii de Pădure deshidr.	40—120	29,47	14,50	63,12	2928	1190	—	1230
73	Schitu-Goleşti deshidr.	0— 30	23,72	18,35	58,54	3452	1160	1300	1320
74	Schitu-Goleşti deshidr.	30—350	26,60	6,72	57,50	3477	1160	1225	1280
75	Preparația Petrila spălat normal	0— 10	14,22	13,70	48,00	5035	1300	1340	1360
76	P. P. spălat special	0— 10	14,04	6,96	45,50	5566	1260	1325	1390
77	Prep. Petrila mixte	0— 10	16,94	35,30	53,30	3118	1280	1390	1465
78	P. P. spălat	3— 16	11,27	15,70	46,40	5122	1280	1315	1340
79	P. P. spălat	10— 80	8,74	11,40	46,70	5628	1275	1310	1330
80	P. Lupeni spălat special	0— 80	12,75	10,00	45,30	6218	1220	1320	1345
81	Prep. Lupeni spălat special	0— 50	10,30	8,90	55,60	6397	1240	1325	1360
82	Prep. Lupeni mixte	0— 80	18,10	58,10	50,90	2982	1245	1360	1385
83	Prep. Lupeni mixte	0— 10	16,88	28,60	50,80	2977	1310	1430	1440
84	Prep. Anina spălat	0— 30	11,05	5,70	33,40	5949	1560	1590	1620
85	Prep. Anina mixte	0— 10	9,08	57,50	53,00	1936	1550	1640	1655
86	Anina tăcinos	p.c.	2,14	34,20	43,80	2138	1340	1400	1475

3. Analiza chimică a cenușilor cîtorva sorturi de combustibili solizi din R.P.R. este prezentată în tabela 2 (sînt incluși și combustibilii analizați anterior [10] pentru a avea o imagine completă asupra tuturor combustibililor).

Tabela 2

Analiza chimică a cenușilor

Nr. crt.	Cenușa cărbunelui	Granulația	SiO_2 %	Al_2O_3 %	Fe_2O_3 %	FeO %	CaO %	MgO %	SO_3 %	Na_2O %	K_2O %
1	Ponor mina 2	p.c.	55,10	35,20	4,16	0,57	urme	urme	0,85	3,72	
2	Anina Est	p.c.	54,28	26,78	4,56	0,72	2,80	2,42	2,55	3,87	
3	Petrila	p.c.	40,46	16,74	13,88	1,15	10,22	2,82	10,54	3,25	
4	Lonea	p.c.	45,66	25,95	12,08	1,35	3,10	1,91	3,17	3,56	
5	Lupeni	p.c.	44,70	20,52	14,65	0,93	5,04	2,60	4,86	6,63	
6	Căpeni	0—700	28,12	14,90	9,76	1,26	20,28	4,23	17,75	3,56	
7	Vîrghiș mina 1	p.c.	22,48	7,10	4,80	1,08	46,20	4,10	10,65	2,72	
8	Șorecani	0—350	44,25	26,10	12,41	0,65	6,15	1,81	4,10	1,79	2,74
9	Comănești	0—300	47,76	22,23	11,81	0,86	3,50	2,52	5,13	5,60	
10	Rovinari	0—700	49,20	25,20	7,15	0,76	7,00	2,12	4,89	2,24	1,30
11	Schitu-Goleşti	30—700	33,00	12,13	9,00	0,76	14,82	5,13	14,40	6,03	
12	Berevoești	0—700	38,96	17,25	8,85	1,40	16,95	2,66	8,96	3,40	
13	Filipeștii de Pădure	0— 700	48,02	20,34	11,13	0,47	6,70	3,32	7,02	3,25	0,78
14	Caransebeș	p.c.	52,42	27,17	7,41	1,94	5,82	1,78	2,84	0,39	0,59
15	Borsec	p.c.	38,54	25,19	13,81	0,50	6,70	2,69	8,00	1,30	2,74
16	Bratca V. Neagră	0—700	49,92	17,39	7,72	0,58	9,30	2,71	6,50	3,74	2,14
17	Corniței	p.c.	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	1,77	3,06
18	Sărmășag	0— 700	41,28	15,90	15,75	0,86	9,18	3,30	10,21	1,40	2,12
19	I.P.U.	0—700	43,11	18,36	13,06	0,79	8,50	3,21	8,82	2,83	1,32
20	Chiejd	p.c.	53,59	22,94	9,84	0,51	5,82	1,27	4,46	0,75	0,82
21	Vărzari	p.c.	34,46	18,67	21,48	0,29	15,79	3,12	5,70	0,29	0,24
22	Voivozi	0—700	36,40	18,18	16,52	0,72	10,29	3,22	10,15	2,57	1,95
23	Uricani	p.c.	48,27	21,39	13,30	1,34	4,30	2,60	3,20	4,85	

Influența conținutului de CaO a fost studiată pentru cenușile a șase sorturi de combustibili solizi. Rezultatele obținute sînt prezentate în tabela 3 și figura 5.

Mărirea conținutului de oxid de calciu în anumite limite determină micșorarea valorilor temperaturilor caracteristice. De remarcat că în general cenușile cu rații scăzute de silice-alumină sînt mai afectate de acțiunea de topire a CaO decît cele cu rații mari $\left(K = \frac{SiO_2}{Al_2O_3}\right)$.

Curbele prezentate în figura 5 pot fi împărțite în trei părți. Prima parte a curbei de la 0% CaO pînă la circa 15—20% CaO, în care mărirea conținutului de oxid de calciu determină o scădere evidentă a valorilor temperaturilor caracteristice. A doua parte a curbei în care variația conținutului de CaO în limite cuprinse între 20—35% nu influențează aproape cu nimic asupra temperaturilor de topire. În cea de-a treia parte a curbei creșterea conținutului de oxid de calciu peste 35% are un efect invers

Tabela 3

Influența oxidului de calciu asupra temperaturilor caracteristice *)

Nr. crt.	Combustibilul	K	CaO %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Ponor mina 2		urme	1600	1680	1690
2	,, ,,	1,56	20	1400	1438	1460
3	,, ,,		40	1270	1285	1298
4	Corniţel		5,20	1260	1420	1455
5	,,		15,62	1220	1315	1330
6	,,	1,78	20,36	1190	1260	1280
7	,,		25,11	1190	1230	1250
8	,,		40,20	1190	1300	1320
9	Rovinari		7,00	1300	1345	1370
10	,,		15,37	1270	1310	1330
11	,,	1,95	25,60	1200	1240	1260
12	,,		30,25	1185	1235	1260
13	,,		39,55	1190	1280	1300
14	I.P.U.		8,50	1200	1260	1310
15	,,		18,56	1180	1270	1270
16	,,	2,35	28,63	1180	1200	1210
17	,,		35,03	1185	1210	1220
18	,,		45,10	1260	1350	1370
19	Schitu-Goleşti		14,82	1180	1220	1250
20	,, ,,	2,72	25,04	1160	1200	1210
21	,, ,,		30,15	1170	1210	1260
22	,, ,,		34,42	1180	1255	1270
23	Vîrghiş mina 1	3,49	46,20	1140	1335	1350
24	,, ,,		50,89	1190	1380	1400

*) Analizele complete ale cenuşilor rezultate după adăugarea componenţilor studiaţi, sînt date în tabela 12.

asupra temperaturilor caracteristice. Efectul respectiv este cu atît mai pronunţat cu cît raţia silică-alumină este mai mare.

Intervalul $(t_3 - t_1)$ se micşorează la început cu creşterea conţinutului de oxid de calciu iar apoi se măreşte. Trebuie totuşi arătat că schimbările temperaturilor caracteristice nu se datoresc numai variaţiei conţinutului de oxid de calciu. Deşi raţia de silică-alumină rămîne neschimbată, proporţia de magnezie, oxizi alcalini şi de fier se reduce.

Efectul adiţiei oxidului de magneziu este similar ca sens cu cel al oxidului de calciu cu singura deosebire că variaţia valorilor temperaturilor este mult mai sensibilă în acest caz (tabela 4 şi fig. 6).

De remarcat că în momentul în care suma componentelor CaO şi MgO depăşeşte valoarea de circa 25—30%, acţiunea lor asupra temperaturilor de topire devine refractară şi se accentuează pe măsură ce conţinutul lor în cenuşă analizată creşte.

Adiţia de oxizi alcalini are ca rezultat scăderea temperaturilor caracteristice (tabelele 5 şi 6, fig. 7 şi 8).

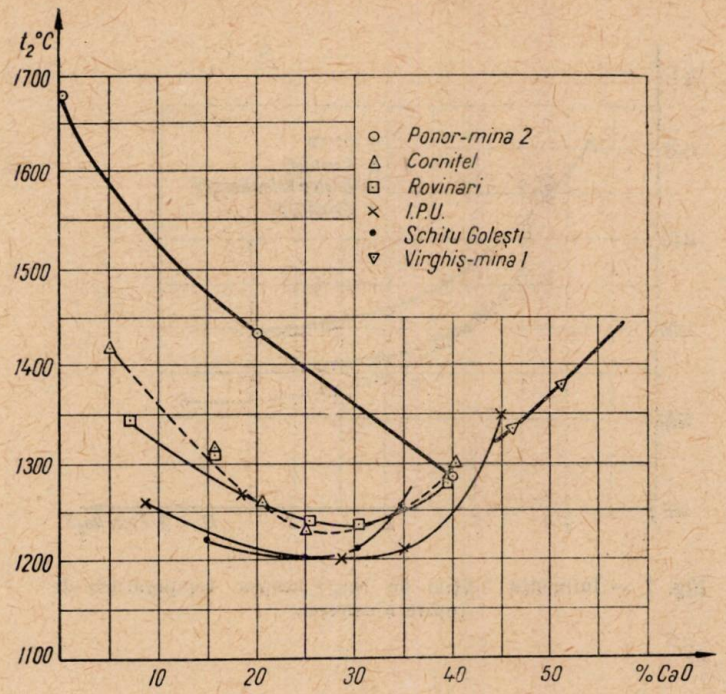


Fig. 5. — Influența oxidului de calciu asupra temperaturii de topire a cenușilor.

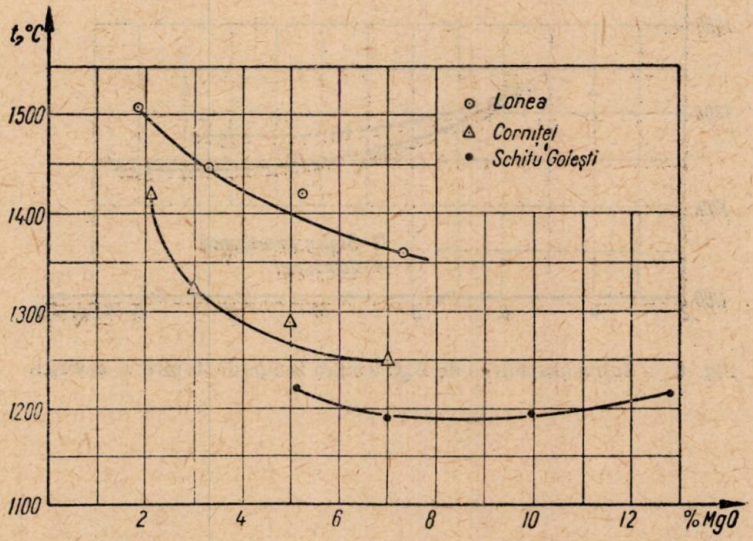


Fig. 6. — Influența oxidului de magneziu asupra temp. de topire a cenușei.

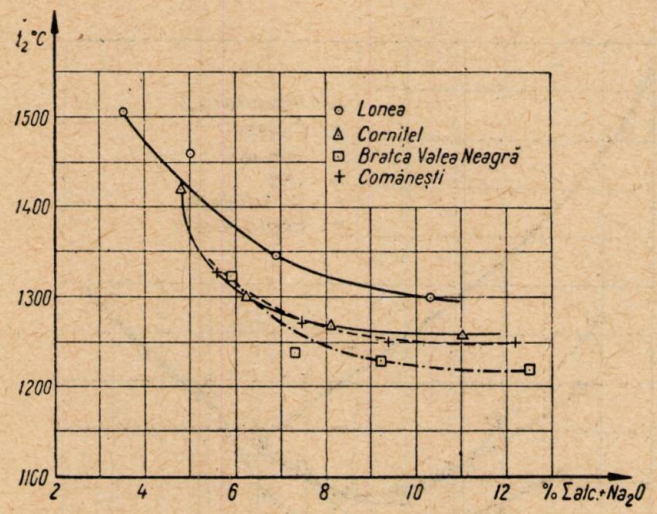


Fig. 7. — Influența adiției de Na_2O asupra temperaturii de topire a cenușei.

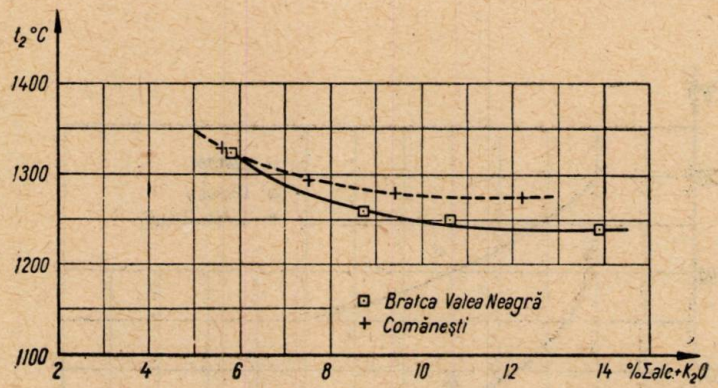


Fig. 8. — Influența adiției de K_2O asupra temp. de topire a cenușei.

Tabela 4

Influența MgO asupra temperaturii caracteristice

Nr. crt.	Combustibilul	MgO %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Lonea	1,91	1410	1505	1545
2	,,	3,38	1380	1445	1470
3	,,	5,34	1325	1420	1450
4	,,	7,30	1280	1360	1400
5	Cornițel	2,10	1260	1420	1455
6	,,	3,08	1245	1325	1360
7	,,	5,03	1230	1290	1330
8	,,	7,00	1180	1250	1310
9	Schitu-Goleşti	5,13	1180	1220	1250
10	,, ,,	7,02	1160	1190	1195
11	,, ,,	9,87	1180	1195	1200
12	,, ,,	12,82	1190	1215	1220

Tabela 5

Influența adiției de Na_2O

Nr. crt.	Combustibilul	(Na_2O+K_2O) după adiția de Na_2O %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Lonea	3,56	1410	1505	1545
2	,,	5,00	1340	1460	1475
3	,,	6,87	1240	1345	1400
4	,,	10,30	1220	1300	1400
5	Cornițel	4,63	1263	1420	1455
6	,,	6,25	1240	1300	1340
7	,,	8,16	1180	1270	1320
8	,,	11,01	1170	1260	1310
9	Bratca Valea Neagră	5,88	1220	1325	1345
10	,, ,, ,,	7,30	1170	1240	1275
11	,, ,, ,,	9,18	1160	1230	1250
12	,, ,, ,,	12,47	1120	1220	1240
13	Comănești	5,60	1200	1330	1335
14	,,	7,50	1115	1275	1315
15	,,	9,38	1090	1255	1305
16	,,	12,22	1065	1250	1300

Tabela 6

Influența adiției de K_2O

Nr. crt.	Combustibilul	(Na_2O+K_2O) după adiția de K_2O %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Bratca Valea Neagră	5,88	1220	1325	1345
2	,, ,, ,,	8,71	1175	1260	1320
3	,, ,, ,,	10,59	1170	1250	1290
4	,, ,, ,,	13,88	1160	1240	1280
5	Comănești	5,60	1200	1330	1335
6	,,	7,50	1115	1294	1320
7	,,	9,38	1110	1282	1312
8	,,	12,22	1110	1275	1306

Comparînd efectul adiției de Na_2O cu cel al K_2O se remarcă la început efectul mai scăzut al adiției oxidului de potasiu față de cel de sodiu. Efectul de scădere a temperaturii de topire rezultat prin adiția unui procent de oxizi alcalini, este aproximativ de același ordin de mărime cu cel obținut prin adăugarea unei cantități egale de oxid de magneziu (fig.9).

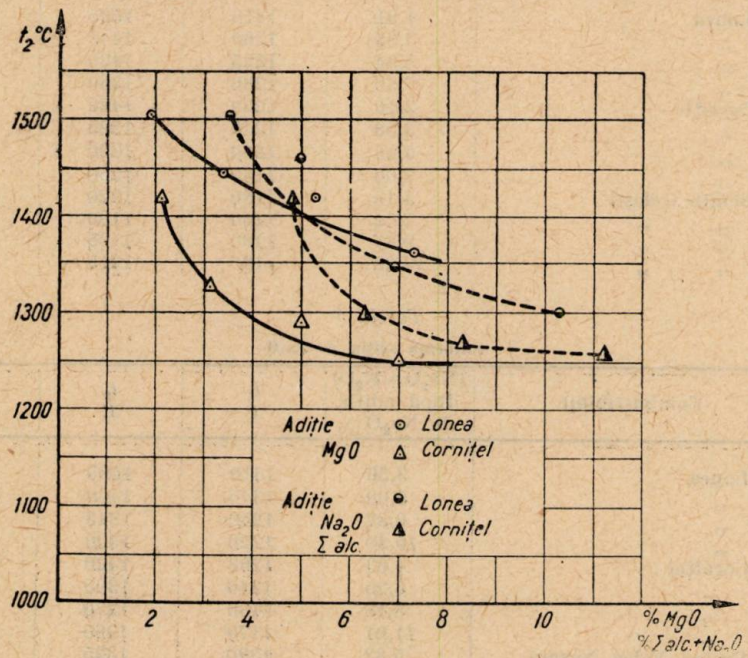


Fig. 9. — Influența oxidului de magneziu și a oxidului de sodiu asupra temperaturii de topire a cenușii.

Efectul adiției oxidului feric asupra temperaturilor caracteristice este prezentat în tabela 7 și figura 10.

Efectul de reducere a temperaturilor caracteristice datorit adiției de Fe_2O_3 variază de la combustibil la combustibil.

Pentru cinci combustibili inferiori cenușa a fost topită într-un mediu semireducător pînă la temperatura de circa 1600°C și apoi s-au determinat temperaturile caracteristice ale zgurilor obținute.

Analizele zgurilor astfel obținute pun în evidență fenomenul de trecere a oxidului feric în oxid feros în condițiile date.

Conținutul de FeO se majorează, după cum este și normal, iar restul componentelor (cu excepția lui SO_3) rămîn practic neschimbate. Temperaturile caracteristice obținute (fig. 9) pun în evidență următoarele:

— temperaturile de înmuiere a zgurilor sînt în toate cazurile mai mari decît a cenușilor corespunzătoare;

— temperaturile de topire și curgere ale zgurilor sînt mai mici sau cel puțin egale cu cele ale cenușilor respective;

Tabela 7

Influenţa oxidului feric asupra temperaturii caracteristice

Nr. crt.	Combustibilul	Fe_2O_3 %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Anina est	4,56	1560	1620	1650
2	,,	8,37	1520	1560	1580
3	,,	12,20	1492	1505	1550
4	,,	15,06	1465	1490	1500
5	Rovinari	7,15	1300	1345	1370
6	,,	9,94	1270	1315	1340
7	,,	13,65	1260	1305	1335
8	,,	16,45	1250	1305	1335
9	Voivozi	16,52	1275	1325	1340
10	,,	19,04	1260	1295	1305
11	,,	22,40	1240	1295	1305
12	Ponor mina 2	4,16	1600	1680	1690
13	,, ,,	13,75	1550	1570	1580

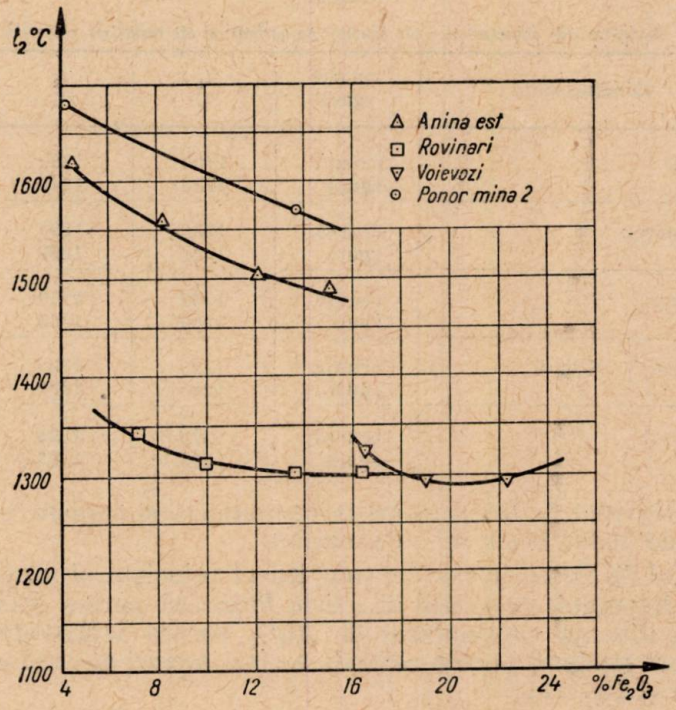


Fig. 10. — Influenţa oxidului feric asupra temperaturii de topire a cenuşilor.

Tabela 8

Analiza comparativă a cenușilor și zgurilor respective

Nr. crt.	Combustibilul		SiO_2 %							
1	I.P.U.	cenușă	43,11	18,36	13,06	0,79	8,50	3,21	8,82	4,15
		zgură	47,20	16,95	11,08	2,41	9,26	3,47	0,72	4,91
2	Sărmășag	cenușă	41,28	15,90	15,75	0,86	9,18	3,30	10,21	3,52
		zgură	43,71	22,79	4,96	10,20	9,66	3,28	0,86	4,54
3	Corniței	cenușă	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	4,83
		zgură	50,03	24,04	7,35	4,23	6,84	1,31	1,04	5,38
4	Bratca Valea Neagră	cenușă	49,92	17,39	7,72	0,58	9,30	2,71	6,50	5,88
		zgură	55,02	19,52	6,01	1,61	10,10	3,02	1,21	3,56
5	Voivozi	cenușă	36,40	18,18	16,52	0,72	10,29	3,22	10,15	4,52
		zgură	38,18	23,00	6,70	12,05	10,50	3,20	1,81	4,56

Tabela 9

Temperaturile caracteristice ale zgurilor de cărbune și ale cenușilor respective

Nr. crt.	Combustibilul	cenușă zgură	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	I.P.U.	cenușă	1200	1280	1295
		zgură	1220	1240	1310
2	Sărmășag	cenușă	1230	1295	1315
		zgură	1240	1290	1315
3	Corniței	cenușă	1260	1240	1455
		zgură	1280	1340	1455
4	Bratca V. Neagră	cenușă	1220	1325	1345
		zgură	1220	1280	1308
5	Voivozi	cenușă	1275	1325	1340
		zgură	1305	1325	1340

— intervalul de temperaturi între înmuiere și curgere este în cazul zgurilor mai redus decît cel al cenușilor.

Oxidul de aluminiu este un constituent principal al cenușilor de cărbune care împreună cu oxidul de siliciu formează partea greu fuzibilă a acestora. Influența conținutului de Al_2O_3 asupra temperaturii caracteristice a fost studiată pentru cenușile a cinci sorturi de combustibili solizi (tabela 10 și fig. 11).

Creșterea temperaturilor se datorește în special creșterii ponderii oxizilor acizi față de cei bazici.

Tabela 10

Influenţa oxidului de aluminiu asupra temperaturii caracteristice

Nr. crt.	Combustibilul	K	Al_2O_3 %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Schitu-Goleşti	2,74	12,13	1180	1220	1250
2	,, ,,	1,16	24,42	1180	1270	1290
3	,, ,,	0,65	36,79	1340	1380	1385
4	Corniţel	1,78	26,51	1260	1420	1455
5	,,	1,48	30,20	1325	1450	1480
6	,,	1,22	34,60	1360	1505	1530
7	Vîrghiş mina 1	3,17	7,10	1140	1335	1350
8	,, ,,	1,09	18,25	1165	1405	1420
9	,, ,,	0,60	28,28	1245	1440	1450
10	Căpeni	1,88	14,90	1170	1210	1220
11	,,	1,32	20,00	1185	1215	1220
12	,,	1,00	24,75	1203	1255	1260
13	,,	0,77	29,90	1210	1300	1308
14	Berevoeşti	2,26	17,25	1170	1290	1315
15	,,	1,37	25,50	1285	1350	1368
16	,,	1,11	29,65	1330	1367	1375

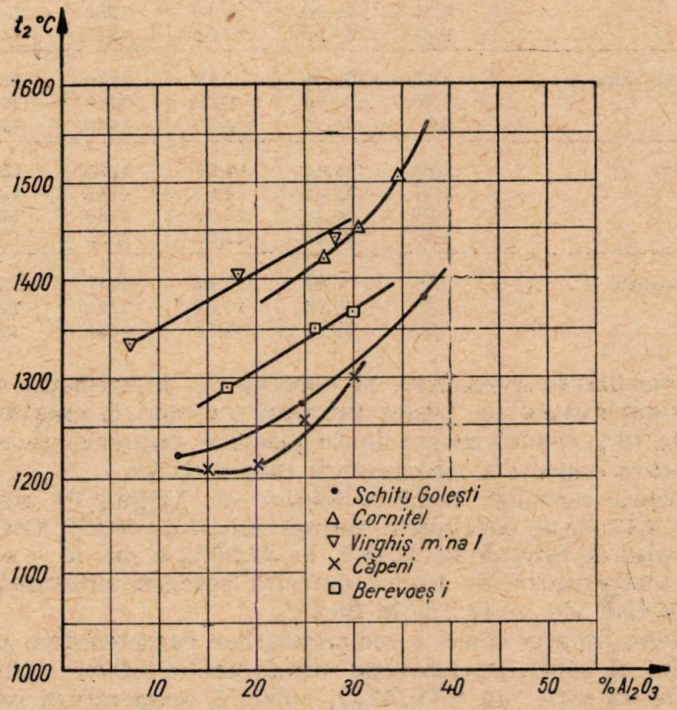


Fig. 11. — Influenţa oxidului de alumină asupra temperaturilor caracteristice ale cenuşilor.

Silicea este constituentul principal al cenușilor de cărbune din R.P.R. găsindu-se în majoritatea cenușilor de lignit peste 40%. Conținutul de silică poate acționa cu un efect fluidificant prin micșorarea conținutului de Al_2O_3 care este mai refractar decît SiO_2. În sistemul primar $AlO_2 - Al_2O_3$ o creștere a conținutului de SiO_2 duce la coborîrea temperaturii de topire.

Efectul adiției de SiO_2 s-a studiat pentru cinci cenuși (aceleași pentru care s-a studiat și efectul adiției de Al_2O_3), în scopul urmăririi influenței diferite a acestor doi oxizi asupra temperaturilor caracteristice ale cenușilor al căror factor K acoperă o gamă largă ($K = 1,78 \div 3,17$) (tabela 11 și fig. 12).

Tabela 11

Influența oxidului de siliciu asupra temperaturilor caracteristice

Nr. crt.	Combustibilul	K —	SiO_2 %	Al_2O_3 %	t_1 °C	t_2 °C	t_3 °C
1	Schitu-Goleşti	2,74	33,00	12,13	1180	1220	1250
2	„ „	4,54	45,10	9,95	1180	1210	1230
3	„ „	7,58	57,80	7,64	1180	1230	1260
4	Cornițel	1,78	47,16	26,51	1260	1420	1455
5	„	2,15	51,90	24,10	1256	1410	1445
6	„	2,45	55,20	22,50	1310	1420	1460
7	Vîrghiș mina 1	3,17	22,48	7,10	1140	1335	1350
8	„ „	5,70	34,20	6,00	1110	1195	1215
9	„ „	9,33	45,72	4,90	1180	1220	1240
10	Căpeni	1,88	28,12	14,90	1170	1210	1220
11	„	2,31	32,40	14,02	1180	1210	1215
12	„	2,99	38,10	12,75	1180	1208	1210
13	„	5,54	42,44	11,95	1175	1205	1208
14	Berevoești	2,26	38,96	17,25	1170	1290	1315
15	„	3,19	47,90	15,04	1122	1264	1286
16	„	3,55	50,00	15,20	1160	1260	1290

Din rezultatele prezentate se observă că, cu creșterea conținutului de SiO_2, temperatura de topire prezintă o ușoară descreștere. Peste un conținut de 40% efectul adiției de SiO_2 devine staționar sau uneori determină o ușoară creștere a temperaturii caracteristice.

În cazul cenușilor combustibilului de Vîrghiș cu rația cea mai mare $K = 3,17$ cu un conținut în cenușă inițial de 46,2% CaO o creștere a conținutului de SiO_2 de la 22,48% la 34,20% a dus la o scădere apreciabilă a temperaturii de topire datorită scăderii substanțiale a conținutului de CaO de la 46,2% la 39,4%.

Scăderea relativ mică a temperaturilor caracteristice prin mărirea conținutului de SiO_2 se datorește următoarelor efecte opuse : pe de o parte creșterea rației de SiO_2/Al_2O_3 coboară temperatura caracteristică, iar pe de altă parte adaosul de SiO_2 micșorează conținutul total de oxizi bazici cu efect fluidificant. În cazul cenușii cărbunelui de Căpeni,

intervalul de temperaturi pentru trecerea probei prin cele trei faze (t_1, t_2, t_3) este foarte scurt datorită conținutului de CaO. Adaosul de Al_2O_3

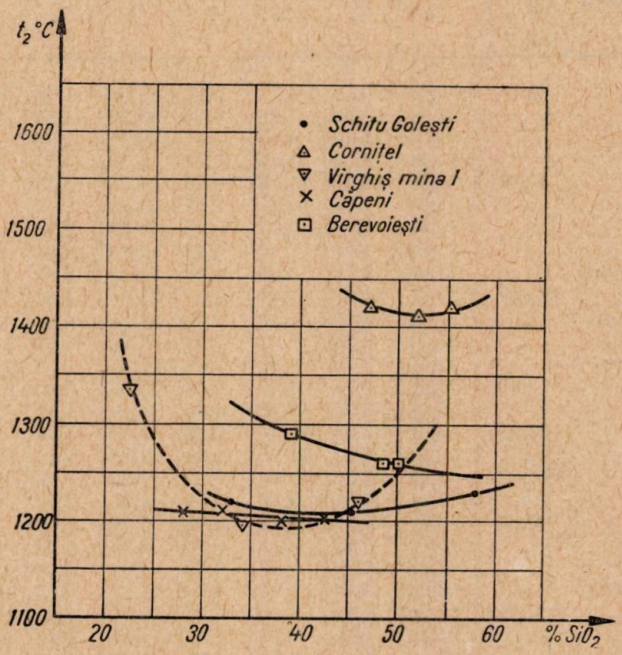


Fig. 12. — Influența oxidului de siliciu asupra temp. de topire a cenușilor.

sau SiO_2 în limitele propuse nu au influențat asupra valorii lui, deci nu au transformat zgura „scurtă" de Căpeni într-o zgură „lungă".

Tabela 12

Analiza cenușilor cărbunilor din R.P.R. pe care au fost efectuate cercetările privind temperaturile caracteristice ale cenușilor

Nr. crt.	Denumirea	Compușul care a fost variat	SiO_2 %	Al_2O_3 %	Fe_2O_3 %	FeO %	CaO %	MgO %	SO_3 %	Na_2O %	K_2O %
1	Ponor mina 2	—	55,10	35,20	4,16	0,57	urme	urme	0,85	3,72	
2	„	CaO	44,20	28,30	3,30	0,40	20	urme	0,60	2,90	
3	„	„	33,10	21,10	2,40	0,30	40	urme	0,51	2,20	
4	Cornițel	„	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	4,83	
5	„	CaO	42,00	23,55	8,36	0,70	15,62	1,87	3,57	4,29	
6	„	„	38,60	22,30	7,90	0,66	20,36	1,77	3,36	4,06	
7	„	„	37,30	20,95	7,43	0,62	25,11	1,66	3,16	3,82	
8	„	„	29,65	16,70	5,92	0,50	40,20	1,32	2,52	3,04	
9	Rovinari	—	49,20	25,20	7,15	0,76	7,00	2,12	4,89	3,54	
10	„	CaO	44,90	22,95	6,50	0,69	15,37	1,93	4,45	3,23	

Tabela 12 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea	Compusul care a fost variat	SiO_2 %	Al_2O_3 %	Fe_2O_3 %	FeO %	CaO %	MgO %	SO_3 %	Na_2O %	K_2O %
11	Rovinari	CaO	39,40	20,15	5,72	0,61	25,60	1,70	3,92	2,83	
12	,,	,,	36,90	18,90	5,36	0,57	30,25	1,59	3,67	2,66	
13	,,	,,	32,00	16,40	4,65	0,49	39,55	1,38	3,18	2,31	
14	I.P.U.	—	43,11	18,36	13,06	0,79	8,50	3,21	8,82	4,15	
15	,,	CaO	38,40	16,38	11,62	0,70	18,56	2,86	7,85	3,69	
16	,,	,,	33,60	14,35	10,20	0,62	28,63	2,51	6,90	3,24	
17	,,	,,	30,60	13,00	9,27	0,56	35,03	2,28	6,26	2,95	
18	,,	,,	25,85	11,00	7,83	0,47	45,10	1,93	5,30	2,49	
19	Schitu-Goleşti	—	33,00	12,13	9,00	0,76	14,82	5,13	19,40	6,03	
20	,, ,,	CaO	29,05	10,68	7,91	0,67	25,04	4,51	17,10	5,31	
21	,, ,,	,,	27,05	10,00	7,39	0.62	30,15	4,20	15,90	4,95	
22	,, ,,	,,	25,40	9,35	6,92	0,59	34,42	3,94	14,90	4,64	
23	Vîrghiş mina 2	—	22,48	7,10	4,80	1,08	46,20	4,10	10,65	2,72	
24	,, ,,	CaO	21,40	6,75	4,56	1,03	50,89	3,90	10,10	2,58	
25	Lonea	—	45,66	25,95	12,08	1,35	3,10	1,91	3,17	3,56	
26	,,	MgO	45,00	25,54	11,90	1,33	3,05	3,38	3,12	3,51	
27	,,	,,	44,20	25,08	11,65	1,30	2,98	5,34	3,06	3,44	
28	,,	,,	44,02	25,00	11,60	1,29	2,96	7,30	3,04	3,43	
29	Corniţel	—	47,16	27,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	4,83	
30	,,	MgO	46,60	26,30	9,30	0,78	5,16	3,08	3,97	4,78	
31	,,	,,	45,72	25,70	9,11	0,76	5,05	5,03	3,89	4,64	
32	,,	,,	44,82	25,20	8,92	0,75	4,94	7,00	3,81	4,58	
33	Schitu Goleşti	—	33,00	12,13	9,00	0,76	14,82	5,13	19,40	6,03	
34	,, ,,	MgO	32,30	11,90	8,80	0,74	14,52	7,02	19,00	5,92	
35	,, ,,	,,	31,40	11,52	8,55	0,72	14,12	9,87	18,45	5,74	
36	,, ,,	,,	30,30	11,15	8,26	0,70	13,55	12,82	17,85	5,50	
37	Lonea	—	45,66	25,95	12,08	1,35	3,10	1,91	3,17	3,56	
38	,,	Na_2O	45,02	25,60	11,90	1,33	3,05	1,88	3,13	5,00	
39	,,	,,	43,00	24,44	11,35	1,27	2,92	1,80	2,99	6,87	
40	,,	,,	42,52	24,00	11,25	1,25	2,88	1,77	2,94	10,30	
41	Corniţel	—	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	4,83	
42	,,	Na_2O	46,50	26,20	9,25	0,78	5,12	2,06	3,96	6,25	
43	,,	,,	44,50	25,60	9,08	0,76	5,04	2,03	3,88	8,16	
44	,,	,,	44,10	24,72	8,78	0,74	4,86	1,96	3,84	11,01	
45	Bratca Valea Neagră	—	49,92	17,39	7,72	0,58	9,30	2,71	6,50	5,88	
46	,,	Na_2O	49,20	17,12	7,60	0,57	9,15	2,67	6,40	7,30	
47	,,	,,	48,10	16,80	7,45	0,56	8,98	2,62	6,27	9,18	
48	,,	,,	46,35	16,18	7,16	0,54	8,65	2,52	6,05	12,47	
49	Comăneşti	—	44,76	22,23	11,86	0,86	3,50	2,92	5,13	5,60	
50	,,	Na_2O	46,60	21,82	11,65	0,84	3,43	2,86	5,04	7,50	
51	,,	,,	45,80	21,40	11,40	0,82	3,36	2,80	4,93	9,38	
52	,,	,,	44,40	20,72	11,04	0,80	3,26	2,72	4,76	12,22	
53	Bratca Valea Neagră	—	49,92	17,39	7,72	0,58	9,30	2,71	6,50	5,88	
54	,,	K_2O	48,40	16,80	7,50	0,56	9,02	2,63	6,30	8,71	
55	,,	,,	47,40	16,15	7,34	0,55	8,85	2,58	6,18	10,59	
56	,,	,,	45,60	15,90	7,07	0,53	8,50	2,48	5,96	13,88	
57	Comăneşti	—	44,76	22,23	11,86	0,86	3,50	2,92	5,13	5,60	
58	,,	K_2O	46,60	21,82	11,65	0,84	3,43	2,86	5,04	7,50	
59	,,	,,	45,80	21,40	11,40	0,82	3,36	2,80	4,93	9,38	
60	,,	,,	44,40	20,72	11,04	0,80	3,26	2,72	4,76	12,22	

Tabela 12 (continuare)

Nr. crt.	Denumirea	Compusul care a fost variat	SiO_2 %	Al_2O_3 %	Fe_2O_3 %	FeO %	CaO %	MgO %	SO_3 %	Na_2O %	K_2O %
61	Schitu-Goleşti	—	33,00	12,13	9,00	0,76	14,82	5,13	19,40	6,03	
62	„ „	SiO_2	45,10	9,95	7,40	0,62	12,30	4,22	15,90	4,95	
63	„ „	„	57,80	7,64	5,67	0,48	0,35	3,24	12,24	3,80	
64	Corniţel	—	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	4,83	
65	„	SiO_2	51,90	24,10	8,56	0,72	4,74	1,91	3,66	4,40	
66	„	„	55,20	22,50	7,98	0,76	4,44	1,78	3,40	4,10	
67	Schitu-Goleşti	—	33,00	12,13	9,00	0,76	14,82	5,13	19,40	6,03	
68	„ „	Al_2O_3	28,40	24,42	7,72	0,65	12,70	4,40	16,60	5,11	
69	„ „	„	23,70	36,74	6,45	0,54	10,68	3,65	13,92	4,32	
70	Corniţel	—	47,16	26,51	9,40	0,79	5,20	2,10	4,01	4,83	
71	„	Al_2O_3	44,70	30,20	8,92	0,75	4,94	1,99	3,82	4,59	
72	„	„	42,04	34,60	8,38	0,70	4,64	1,87	3,57	4,30	
73	Vîrghiş mina 1	—	22,48	7,10	4,80	1,08	46,20	4,10	10,65	2,72	
74	„ „	SiO_2	34,20	6,00	4,10	0,90	39,40	3,50	9,00	2,30	
75	„ „	„	45,72	4,90	3,30	0,70	32,30	2,90	7,50	1,90	
76	Căpeni	—	28,12	14,90	9,76	1,26	20,28	4,23	17,75	3,56	
77	„	SiO_2	32,40	14,02	9,20	1,19	19,10	4,00	16,72	3,35	
78	„	„	38,10	12,75	8,42	1,09	17,50	3,64	15,30	3,07	
79	„	„	42,44	11,95	7,80	1,00	16,35	3,40	14,20	2,65	
80	Berevoeşti	—	38,96	17,25	8,85	1,40	16,95	2,66	8,96	3,40	
81	„	SiO_2	47,90	15,04	7,70	1,22	14,80	2,32	7,80	2,96	
82	„	„	50,00	14,20	7,25	1,15	13,90	2,18	7,35	2,78	
83	Vîrghiş mina 1	—	22,48	7,10	4,08	1,08	46,20	4,10	10,65	2,72	
84	„ „	Al_2O_3	19,80	18,25	4,24	0,95	40,65	3,60	9,35	2,39	
85	„ „	„	17,00	28,48	3,70	0,82	35,60	3,16	8,20	2,09	
86	Căpeni	—	28,12	14,90	9,76	1,26	20,28	4,23	17,75	3,56	
87	„	Al_2O_3	26,40	20,00	9,18	1,18	19,04	3,98	16,70	3,35	
88	„	„	24,70	24,75	8,60	1,11	17,80	3,72	15,62	3,13	
89	„	„	23,04	29,90	8,00	1,03	16,60	3,47	14,54	2,92	
90	Berevoeşti	—	38,96	17,25	8,85	1,40	16,95	2,66	8,96	3,40	
91	„	Al_2O_3	35,04	25,50	7,96	1,26	15,30	2,40	8,06	3,07	
92	„	„	33,06	29,65	7,53	1,19	14,40	2,26	7,62	2,89	

Pe baza datelor obţinute s-a găsit o corespondenţă aproximativă a valorilor pentru toţi combustibilii studiaţi între compoziţia chimică a cenuşii în oxizi şi punctele de topire (fig. 13).

Pe ordonată sînt trasate temperaturile de topire iar pe abscisă coeficientul $R = \frac{SiO_2 + Al_2O_3}{Fe_2O_3 + MgO + CaO}$. După cum se vede, punctele de topire se grupează în jurul unei drepte.

4. Pentru a pune în evidenţă influenţa fiecărui component chimic în parte asupra temperaturilor caracteristice ale cenuşilor, s-au făcut o serie de experimentări cu cenuşi sintetice. Acestea au fost alese astfel încît să acopere întreaga gamă de variaţie a compoziţiei chimice a cenuşilor cărbunilor din R.P.R. Astfel, raportul $K\left(\frac{SiO_2}{Al_2O_3}\right)$ a fost variat între 1,53 şi 3,21. În tabela 13 sînt date analizele şi rezultatele obţinute pentru toate cenuşile sintetice cercetate.

Tabela 13

Analiza şi temperaturile caracteristice ale cenuşilor sintetice

Nr. crt.	Cenuşa	SiO_2	Al_2O_3	CaO	MgO	Fe_2O_3	Na_2O	K_2O	t_1	t_2	t_3
1	$K^{1,53}$	60,5	39,5	—	—	—	—	—	1440	1540	—
2	$K^{1,53}$+CaO	54,5	35,6	9,9	—	—	—	—	1360	1470	1540
3	,,	51,0	33,3	15,7	—	—	—	—	1300	1440	1540
4	,,	48,0	31,4	20,6	—	—	—	—	1260	1420	1520
5	,,	45,6	29,8	24,6	—	—	—	—	1240	1410	1470
6	,,	43,4	28,3	28,3	—	—	—	—	1280	1370	1470
7	,,	38,0	24,8	37,2	—	—	—	—	1280	1400	1495
8	,,	30,5	19,9	49,6	—	—	—	—	1275	1460	1525
9	,,	27,7	18,1	54,2	—	—	—	—	1280	1510	1540
10	,,	23,4	15,3	61,3	—	—	—	—	1300	1520	1560
11	K 1,95	66,0	34,0	—	—	—	—	—	1380	1540	—
12	K 1,95+ CaO	59,0	30,3	10,7	—	—	—	—	1340	1425	1510
13	,,	56,0	28,7	15,3	—	—	—	—	1235	1420	1500
14	,,	52,5	27,0	20,5	—	—	—	—	1220	1360	1480
15	,,	49,4	25,3	25,3	—	—	—	—	1260	1340	1360
16	,,	43,8	22,5	33,7	—	—	—	—	1260	1290	1340
17	,,	35,8	18,4	45,8	—	—	—	—	1285	1300	1320
18	,,	32,8	16,8	50,4	—	—	—	—	1280	1350	1390
19	,,	28,1	14,4	57,5	—	—	—	—	1280	1520	1540
20	K 2,35	70,2	29,8	—	—	—	—	—	1375	1540	—
21	K 2,35 + CaO	63,5	27,0	9,5	—	—	—	—	1260	1410	1460
22	,,	59,5	25,3	15,2	—	—	—	—	1220	1380	1440
23	,,	54,0	23,0	23,0	—	—	—	—	1220	1290	1305
24	,,	48,5	20,6	30,9	—	—	—	—	1220	1280	1300
25	,,	40,2	17,1	42,7	—	—	—	—	1280	1290	1300
26	,,	37,0	15,8	47,2	—	—	—	—	1280	1305	1315
27	,,	32,0	13,6	54,4	—	—	—	—	1280	1420	1520
28	K 2,72	73,1	26,9	—	—	—	—	—	1360	1540	—
29	K 2,72 + CaO	65,5	24,1	10,4	—	—	—	—	1250	1405	1460
30	,,	62,0	22,8	15,2	—	—	—	—	1200	1365	1440
31	,,	57,6	21,2	21,2	—	—	—	—	1200	1310	1380
32	,,	52,0	19,2	28,8	—	—	—	—	1240	1275	1280
33	,,	43,7	16,1	40,2	—	—	—	—	1260	1280	1295
34	,,	40,5	14,9	44,6	—	—	—	—	1260	1280	1295
35	,,	33,2	13,0	54,8	—	—	—	—	1270	1300	1325
36	K 3,21	76,3	23,7	—	—	—	—	—	1380	1540	—
37	K 3,21 + CaO	68,0	21,2	10,8	—	—	—	—	1240	1400	1540
38	,,	65,5	20,4	14,1	—	—	—	—	1215	1350	1400
39	,,	61,5	19,2	19,2	—	—	—	—	1200	1295	1310
40	,,	56,2	17,5	26,3	—	—	—	—	1200	1265	1280
41	,,	47,9	14,9	37,2	—	—	—	—	1250	1260	1290
42	,,	44,5	13,9	41,6	—	—	—	—	1200	1280	1305
43	,,	39,0	12,2	48,8	—	—	—	—	1290	1310	1320
44	K 1,53 + MgO	57,0	37,2	—	5,8	—	—	—	1300	1510	1560
45	,,	54,5	53,6	—	9,9	—	—	—	1300	1480	1495
46	,,	51,0	33,3	—	15,7	—	—	—	1300	1425	1440
47	,,	43,4	28,3	—	28,3	—	—	—	1300	1350	1370

Tabela 13 (continuare)

Nr. crt.	Cenușa	SiO_2	Al_2O_3	CaO	MgO	Fe_2O_3	Na_2O	K_2O	t_1	t_2	t_3
	K 153 +										
48	MgO	37,9	24,8	—	37,3	—	—	—	1350	1470	1520
49	,,	30,4	19,9	—	49,7	—	—	—	1460	1500	—
50	K 2,35 +										
	MgO	69,0	29,4	—	5,6	—	—	—	1300	1480	1510
51	,,	63,5	27,0	—	9,5	—	—	—	1295	1415	1430
52	,,	59,5	25,3	—	15,2	—	—	—	1300	1400	1415
53	,,	54,0	23,0	—	23,0	—	—	—	1300	1325	1335
54	,,	48,5	20,7	—	30,8	—	—	—	1320	1340	1355
55	,,	40,2	17,1	—	42,7	—	—	—	1440	1480	1500
56	K 3,25 +										
	MgO	72,0	22,4	—	5,6	—	—	—	1300	1460	1500
57	,,	68,0	21,2	—	10,8	—	—	—	1300	1415	1420
58	,,	65,5	20,4	—	14,1	—	—	—	1300	1390	1400
59	,,	61,5	19,2	—	19,2	—	—	—	1280	1320	1330
60	,,	56,2	17,5	—	26,3	—	—	—	1300	1320	1350
61	,,	47,9	14,8	—	37,3	—	—	—	1300	1380	1410
62	,,	44,5	19,9	—	41,6	—	—	—	1370	1440	1500
63	,,	39,1	12,2	—	48,7	—	—	—	1520	1540	—
64	K 1,95 +										
	Fe_2O_3	61,0	31,2	—	—	7,8	—	—	1370	1540	—
65	,,	58,5	30,0	—	—	11,5	—	—	1320	1530	1550
66	,,	50,6	28,7	—	—	15,3	—	—	1360	1480	1510
67	K 1,95 +										
	+ CaO +										
	$+Fe_2O_3$	55,0	28,1	9,8	—	7,1	—	—	1220	1360	1380
68	,,	52,0	26,5	14,85	—	6,65	—	—	1180	1360	1380
69	,,	48,8	25,0	20,0	—	6,20	—	—	1180	1360	1380
70	K 1,95 +										
	+ CaO +										
	$+Fe_2O_3$ +										
	$+Na_2O$	48,0	24,4	19,5	—	6,10	2,9	—	1240	1330	1340
71	,,	46,85	24,0	19,2	—	5,95	4,0	—	1140	1320	1335
72	,,	46,0	23,5	18,8	—	5,80	5,9	—	1100	1210	1220
73	,,	45,0	23,0	18,4	—	5,70	7,9	—	1080	1170	1180
74	K 1,95 +										
	+ CaO +										
	+ FeO_3 +										
	$+K_2O$	48,0	24,4	19,5	—	6,1	—	2,0	1190	1355	1390
75	,,	46,85	24,0	19,2	—	5,95	—	4,0	1180	1350	1370
76	,,	46,0	23,5	18,8	—	5,80	—	5,9	1170	1340	1365
77	,,	45,0	23,0	18,4	—	5,70	—	7,9	1260	1285	1300

Din datele prezentate se vede că, cu cît raportul K crește nivelul temperaturilor caracteristice se micșorează fapt ce pune în evidență, influența pozitivă a conținutului de SiO_2 asupra fuzibilității cenușii în comparație cu conținutul de Al_2O_3. Pentru fiecare cenușă sintetică în parte (deci pt. fiecare K) s-a studiat influența oxidului de calciu.

Temperatura de topire scade la început cu creșterea oxidului de calciu pînă la un anumit procentaj (în jurul valorilor 20 și 45%) după care adaosul în continuare are un efect refractar. Pentru același con-

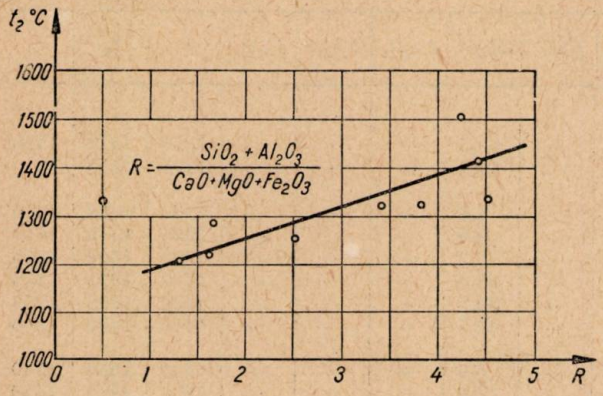


Fig. 13. — Dependența dintre compoziția cenușei și temperatura de topire a acesteia.

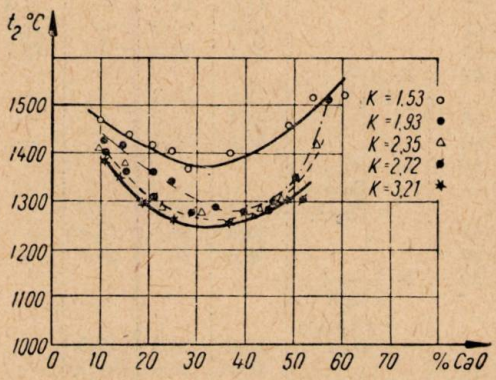


Fig. 14. — Influența oxidului de calciu asupra temperaturii de topire a diverselor cenuși sintetice.

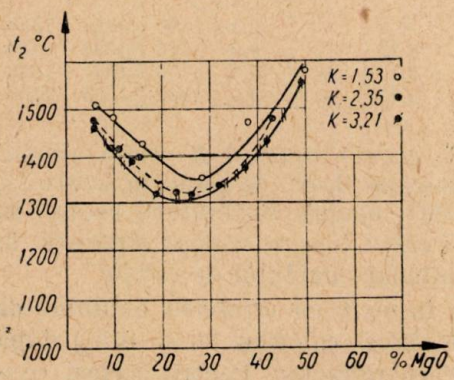


Fig. 15. — Influența oxidului de magneziu asupra temperaturii de topire a diverselor cenuși sintetice.

ținut de oxid de calciu temperatura de topire este cu atît mai mică cu cît raportul silică-alumină este mai mare.

Influența adiției oxidului de magneziu este similară din punct de vedere calitativ, cu cea a oxidului de calciu (fig. 15). Minimul curbelor se situează într-o zonă mai îngustă (15—35%).

Adiția oxidului de magneziu determină micșorarea accentuată a intervalului ($t_3 - t_2$) față de cazul adiției oxidului de calciu.

Influența conținutului de Fe_2O_3 a fost studiată în cazul cenușii sintetice cu raportul silică-alumină 1,95; a fost aleasă această compoziție deoarece pentru marea majoritate a cenușilor cărbunilor din R.P.R. acest raport variază în jurul valorii indicate. Temperatura de topire scade cu circa 12°C pentru fiecare procent adăugat de Fe_2O_3 (fig. 16).

Interesant de observat că pentru aceeași cenușă sintetică cu un conținut de 8% Fe_2O_3, variația conținutului de oxid de calciu (magneziu) între 10 și 20% nu are practic nici o influență asupra temperaturii de topire (t_1 scade ușor la început după care rămîne practic constant), aceasta arată că pentru un conținut relativ ridicat de Fe_2O_3, influența conținutului de CaO asupra temperaturii caracteristice este cu mult mai atenuată în comparație cu cenușa care nu conține Fe_2O_3.

Asupra temperaturilor caracteristice influența cea mai mare o are conținutul oxizilor alcalini. Astfel pînă la un procent de 4% ($Na_2O + K_2O$) temperatura de topire variază puțin, 5—7°C, iar pentru fiecare procent în plus variază în medie cu circa 35°C. Această dependență este ilustrată pentru cenușa sintetică $K = 1{,}95$ cu 20% CaO și circa 6% Fe_2O_3 (fig. 18).

Ca și în cazul MgO, adiția de oxid de sodiu micșorează intervalul ($t_3 - t_2$) în comparație cu adiția oxidului de potasiu.

5. Temperaturile caracteristice ale cenușilor combustibililor naturali sînt foarte apropiate de cele determinate pe cenuși sintetice, de compoziție similară. Acest lucru permite cu ajutorul figurilor 13, 14, 15 și 17 determinarea temperaturilor caracteristice ale unei cenuși, cunoscîndu-se numai analiza chimică. Metoda de determinare este următoarea: se calculează raportul K; se face suma conținutului oxidului de calciu și magneziu; rezultatul obținut se așază pe o abscisă (fig. 13), mergîndu-se pe verticală pînă cînd se întîlnește curba corespunzătoare raportului K. Pentru acest punct se citește pe ordonată temperatura t'_2. Conținutul de Fe_2O_3 se înmulțește cu 12 (numărul de grade cu care scade temperatura de topire la adiția unui procent de Fe_2O_3), iar rezultatul se scade din t'_2. În cazul în care conținutul oxizilor alcalini depășește 5% pentru fiecare procent în plus se mai scad 36°C. Rezultatul obținut, reprezintă, cu o aproximație de ± 50°C temperatura de topire a cenușei pe care am utilizat-o. Metoda indicată a fost verificată pentru toate cenușile combustibililor prezentați în lucrare. Temperatura de topire astfel determinată pentru 85% din cenușile verificate diferă cu maximum ± 50°C față de cele determinate direct cu microscopul Leitz. Celelalte 15% au temperaturi care diferă cu circa 70—100°C.

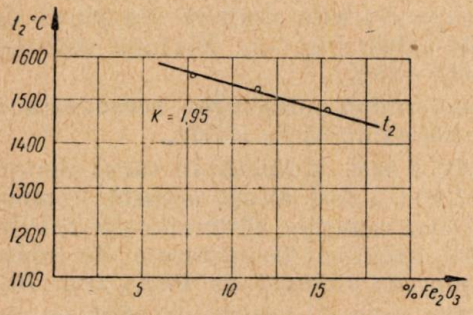


Fig. 16. — Influența adiției de Fe_2O_3 asupra temperaturii de topire pentru cenușa sintetică $K = 1{,}95$.

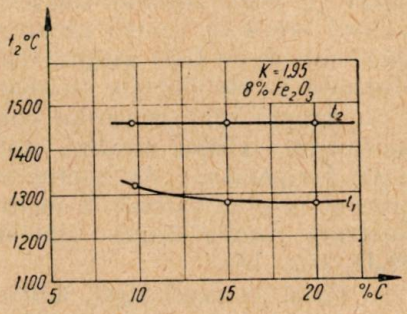


Fig. 17. — Influența adiției oxidului de calciu pentru o cenușă sintetică cu 8% Fe_2O_3.

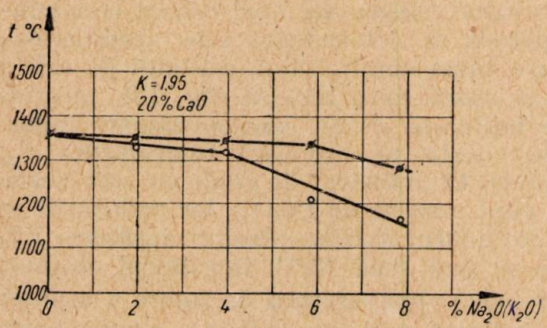


Fig. 18. — Influența adiției oxizilor alcalini asupra temperaturii de topire.

Acest rezultat poate fi considerat mulțumitor dacă se face comparație cu valorile de ±100°C determinate de Dutta și colaboratori în aceleași condiții de lucru. Metoda prezentată poate fi folosită pentru determinarea rapidă a temperaturii de topire în cazul calculelor instalațiilor de cazane, cu evacuarea lichidă a zgurii sau în cazul comparării diferiților combustibili care stau la dispoziția proiectantului.

Comportarea exactă a cenușii la temperaturi ridicate poate fi obținută numai prin determinarea directă a temperaturilor caracteristice.

ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ЗОЛЫ УГЛЕЙ РНР

РЕЗЮМЕ

Описывается изучение характеристических температур золы наиболее важных сортов румынских каменных углей, определяемых при помощи микроскопа с нагревом Лайца. Предварительными исследованиями было выявлено влияние формы, связующего и рабочей атмосферы на характеристические температуры.

Исследование влияния первоначальной грануляции поставляемого топлива показали, что характеристические температуры более высоки у золы мелких сортов угля сравнительно с крупными.

Изучается также влияние вариации различных химических составляющих золы. Так, изменяли содержание окиси кальция, окиси магния, окиси натрия, окиси калия, окиси железа, окиси алюминия и окиси кремния.

Для выявления влияния каждой химической составляющей различных видов золы на характеристические температуры проводится ряд опытов с синтетическими золами, выбранными с таким расчетом, чтобы охватывался весь диапазон изменения химического состава золы румынских каменных углей. Полученные результаты дают возможность построения диаграмм, при помощи которых определяются характеристические температуры золы углей с известным химическим составом. Определенная таким образом температура плавления для 85% от общего количества проверенных видов золы, отличается максимум на 50°C от значений температур, определенных при помощи микроскопа Лайца.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * STAS 2057-49.
2. * * * ASTM D 271-48.
3. * * * A S S 453-1932.
4. * * * DIN 51730.
5. * * * ISO — A 5-a plenară a Comitetului tehnic 27—12—18 iunie 1958, Harrogate.

6. W. RADEMACHER, *Bestimmung des Asche-Schmelzverhaltens fester Brennstoffe*. Brennstoff-Chemie, **30**, *21/22*, 377—389, (1943).
7. Т. А. ЗИКЕВ, А. И. КОРЕЛИН, А. В. ГОЛУБЦОВ, *Анализ энергетического топлива*. Госэнергоиздат, 1948.
8. И. Я. ЗАЛКИНД, *Огнеупоры и шлаки в энергетике*. Госэнергоиздат, 1953.
9. Г. Ф. КНОРРЕ, М. А. НАДЖАРОВА, *Циклонные топки*. Госэнергоиздат, 1958.
10. G. SINGER, I. CARABOGDAN, *Determinarea punctelor caracteristice ale cenuşilor unor ligniţi*. St. cerc. energ., *1* 49—57 (1960).
11. B. K. DUTTA, B. RAICH, K. R. CHEKSOVARTY, *A study of the fusion characteristics of coal ashes; softening temperature of coal ashes in oxidizing atmosphere*. Journal of Scientific and Industrial Research, *6*, 206—212 (1960).
12. B. BEAUSEIGNEUR, *Etude sur le comportement des résidus solides de la combustion*, Revue générale de Technique, *13*, 49—71 (1963).

NOI ELEMENTE DE CARACTERIZARE A UNOR HUILE ROMÎNEȘTI

II. CARACTERISTICI STRUCTURALE

DE

I. NISTOR

Cărbunii și concentratele gravimetrice obținute din ei, prezintă o o serie de diferențieri în analiza elementară, care indică deosebiri mai adînci decît apar la prima vedere.

Fiecare compus chimic, posedă unele proprietăți care depind într-o oarecare măsură de compoziția lui elementară. În unele cazuri, interdependența este exactă, cum ar fi de exemplu greutatea moleculară; în altele, proprietățile compusului sînt dependente nu numai de compoziția substanței ci și de structura ei.

Astfel, cele mai multe proprietăți ale unui compus chimic complex se datoresc contribuției atomilor respectivi și contribuției unităților structurale formate din acești atomi.

Cercetările de pînă acum [1], [2], [3] au impus punctul de vedere că substanța cărbunelui este formată din macromolecule, care se rup la carbonizare producînd un amestec heterogen de produse, structura cărbunelui avînd un caracter ciclic și aromatic.

Datorită studiului cu raze X al cărbunelui a rezultat concepția de structură turbostratică, pe lîngă masa amorfă existînd cristalite, al căror diametru crește o dată cu gradul de carbonificare.

După cum se știe, pentru o hidrocarbură saturată, relația între numărul de atomi de hidrogen și cel de atomi de carbon este de forma

$$H = 2C + 2.$$

Dacă hidrocarbura conține R inele, atunci

$$H = 2C + 2 - 2R.$$

Avînd în constituție legături duble (F) și triple ($\overline{\equiv}$) între atomii de carbon relația devine

$$H = 2C - 2(R - 1) - 2F - 4\overline{\equiv}$$

În cazurile cînd R este mult mai mare decît unitatea, presupunînd absența triplelor legături iar dublele legături toate aromatice, avem

$$2F_a = 2C - H - 2R,$$

F_a reprezentînd numărul dublelor legături aromatice. Determinarea numărului de atomi este însă dificilă și cîteodată chiar imposibilă; este posibilă, însă, stabilirea raportului între atomi.

Prin împărțirea relației cu C, rezultă

$$2F_a/C \approx \left(1 - \frac{H}{C}\right) + \left(1 - \frac{2R}{C}\right),$$

în care $2F_a/C = f_a$ reprezintă fracțiunea carbonului aromatic, fiind o măsură a gradului de aromaticitate al compusului. Cantitatea $2R/C$ reprezintă „indicele de aromatizare". Ambele valori pot varia de la 0 la 1. Efectuînd unele simplificări, Van Krevelen și Chermin [1] au putut obține o evaluare a valorii R/C pentru cărbune din considerații asupra volumului molecular. J. Traube a arătat că volumul molecular al unui lichid organic poate fi aproximativ calculat ca o sumă a „volumelor atomilor" (V_i) ale numărului (n_i) de i atomi, cu anumite corecții (w_j) pentru un număr (z_j) de efecte structurale j și pentru Φ „volumul rezidual" care ar rezulta din prezența grupelor terminale

$$\frac{M}{d} = \sum_i n_i V_i + \sum_j z_j w_j + \Phi,$$

unde M reprezintă greutatea moleculară și d, greutatea specifică la 20°C.

Relația de sus se mai poate scrie

$$\frac{1}{d} = \frac{\sum_i n_i V_i + \sum_j z_j w_j}{M},$$

prin neglijarea termenului Φ/M pentru rășini polimerice care pot fi considerate ca lichide subrăcite, M avînd valori foarte mari.

Greutatea moleculară a polimerilor fiind o mărime dificilă de măsurat, se folosește mai curent greutatea moleculară redusă M_C (greutatea moleculară pe atom-gramul de carbon)

$$\frac{1}{d} = \left(\sum_i \frac{n_i V_i}{C} + \sum_j \frac{z_j}{C} W_j\right) / M_C,$$

care se poate scrie

$$\frac{1}{d} = \left[\left(V_C + V_H \frac{H}{C} + V_O \frac{O}{C} + V_N \frac{N}{C} + V_S \frac{S}{C} + V_X \frac{X}{C}\right) + \left(V_F \frac{F}{C} + V_{\overline{\equiv}} \frac{\overline{\equiv}}{C} + V_R \frac{R}{C}\right)\right] / M_C,$$

necesitînd cunoașterea volumelor atomice și analizei elementare a compusului, unde V_F și $\frac{F}{C}$ se referă la dublele legături nearomatice (cele aromatice intrînd în corecția pentru cicluri)

$$M_C = A_C + A_H\frac{H}{C} + A_O\frac{O}{C} + A_N\frac{N}{C} + A_S\frac{S}{C} + A_X\frac{X}{C},$$

unde A_i este greutatea atomică a atomului respectiv.

Cînd au fost încercate aceste ecuații pe rășini polimerice, au apărut nepotriviri în special asupra incrementului inelelor. Mai tîrziu, s-a arătat că acesta depinde de structură. În general, raportulH/C descrește cu mărirea gradului de condensare, fiind în consecință o funcție a structurii. Astfel se poate presupune că $V_R = f(H/C)$. Pentru diverșii polimeri, incrementul ciclurilor poate fi reprezentat ca o funcție liniară a raportului lor H/C

$$V_R = -9{,}1 + 3{,}6\frac{H}{C}.$$

Această ecuație a fost găsită satisfăcătoare pentru o serie de polimeri: polietilenă, polistiren, polietilmetacrilat, poliinden, celuloză.

Ecuațiile sînt aplicabile lichidelor și rășinilor sintetice, adică lichidelor subrăcite.

Pentru aplicarea lor la cărbuni, trebuie presupus că el se comportă ca un lichid subrăcit; bazîndu-se pe proprietățile plastice ale cărbunilor, difracția razelor X și chiar spărtura concoidală a vitritului huilelor s-a ajuns la concluzia că se poate face această presupunere.

De asemenea, s-a presupus că toate dublele legături din cărbune sînt aromatice, ceea ce nu este departe de adevăr; oxigenul a fost presupus legat ca —OH și —O— pe baza experimentărilor de laborator.

Volumul atomic al oxigenului a fost considerat 3,7 cm^3 care reprezintă aproximativ valoarea medie a volumelor atomice ale lui —OH și —O—.

Ecuația precedentă devine

$$\frac{1}{d} = \frac{9{,}9 + 3{,}1H/C + 3{,}7O/C + 1{,}5N/C - (9{,}1 - 3{,}6H/C)R/C}{12{,}010 + 1{,}008\frac{H}{C} + 16{,}000\frac{O}{C} + 14{,}008\frac{N}{C}}.$$

Astfel, cu ajutorul densității reale a cărbunelui, obținute din curba densității reale în funcție de conținutul de carbon și compoziția elementară se poate calcula numărul de inele pe atomul de carbon și apoi fracțiunea carbonului aromatic (f_a). Din calculele efectuate de Krevelen pentru o serie de cărbuni s-a conchis că:

1. Numărul mediu de inele pe atomul de carbon, în cărbunii bruni (70%C) este circa 0,27. Această valoare descrește la circa 0,24 pentru huilele cu 83—84%C, de unde urcă rapid la 0,5 pentru grafit.

Numărul de cicluri minime pe atomul de carbon în cazul huilelor cu 83—84%C, explică oarecum minimul de densitate, pentru care cu greu se poate admite altă explicație.

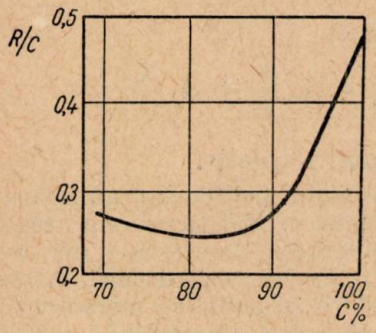


Fig. 1. — Cicluri pe atom de C în funcție de gradul de carbonificare (1).

2. Fracțiunea carbonului aromatic arată o creștere rapidă în domeniul cărbunilor cu 70—80%C pînă la aproximativ 0,77—0,78; între 80—90%C are loc o creștere lentă, după care, peste 90%C această fracțiune crește puternic, ajungînd ca la 96%C, cărbunele să fie în întregime aromatic.

În urma lucrărilor efectuate, Krevelen ajunge să stabilească o formulă empirică pentru obținerea numărului de inele pe atomul de carbon (R/C) în cazul huilelor cu 78—90%C de forma:

$$R/C = 0{,}448 - 0{,}258 H/C.$$

După cum se vede, indicele de aromatizare ($2R$/C) poate fi calculat aproximativ, cunoscînd analiza elementară a cărbunelui (C și H%).

Am aplicat această formulă după verificări prealabile pentru studiul acestor caracteristici structurale în cazul huilelor de Uricani, Lupeni, Secul, Anina și Doman, precum și pentru concentratele gravimetrice obținute din ele [4].

Pentru aplicarea formulei empirice, a trebuit calculată în prealabil analiza elementară raportată la masa combustibilă, în % atomi.

Întrucît prin analiza elementară au fost determinate direct numai carbonul și hidrogenul, oxigenul, azotul și sulful fiind obținute prin diferență, pentru calculul analizei elementare în atomi % am presupus că suma O + N + S are greutatea atomică 16, oxigenul fiind predominant față de azot și sulf, care se găsesc în cantități mult mai reduse (de ordinul a 1%).

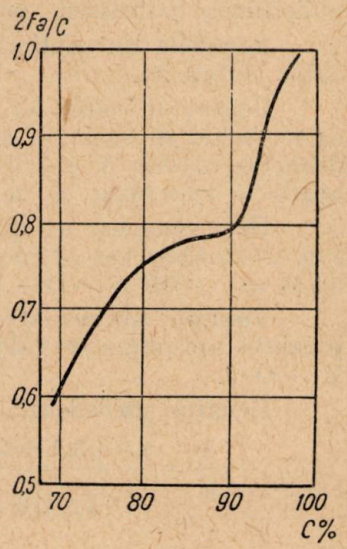


Fig. 2. — Fracțiunea carbonului aromatic în funcție de gradul de carbonificare (1).

Această simplificare, a fost efectuată datorită faptului că pînă astăzi nu există o metodă adecvată pentru determinarea directă a oxigenului din cărbuni și cu atît mai mult pentru determinarea sulfului organic.

Compoziția elementară exprimată în atomi, scoate în mod deosebit în evidență importanța hidrogenului în raport cu conținutul de carbon. Astfel, în timp ce în greutate huila de Lupeni conține 79,85%C și 5,52% H, exprimată în atomi analiza elementară devine 50,4%C și 42,5%H.

Tabela 1

Caracteristici structurale ale unor huile românești

Huila	Analiza elementară raportată la masa combustibilă						H/C	R/C	f_a
	% greutate			% atomi					
	C	H	$O_2 + N_2 + S$ prin dif.	C	H	O + N + S prin dif.			
Uricani	79,48	5,62	14,90	50,4	42,5	7,1	0,843	0,231	0,695
Lupeni	79,58	5,52	14,90	50,8	42,0	7,2	0,827	0,235	0,703
Secul	85,24	4,95	9,81	56,3	38,90	4,8	0,691	0,270	0,769
Anina	84,36	4,65	10,99	57,1	37,50	5,4	0,657	0,278	0,787
Doman	89,22	4,07	6,71	62,5	34,0	3,5	0,544	0,308	0,840

Calculînd raportul H/C pentru huilele sus-amintite, se observă din tabela 1, că acest raport descreşte, după cum şi era de aşteptat, pe măsură ce gradul de carbonificare se măreşte.

Numărul de inele pe atomul de carbon R/C creşte, la fel ca şi fracţiunea carbonului aromatic, odată cu mărirea gradului de carbonificare al huilei. Aplicînd aceleaşi relaţii asupra concentratelor gravimetrice se observă o serie de diferenţieri.

Astfel, pentru concentratele gravimetrice obţinute din huila de Uricani (tabela 2) valorile minime pentru H/C, deci maxime pentru R/C şi f_a, apar la fracţiunile 1,40—1,35 şi 1,35—1,30 greutatea specifică. Numărul de inele pe atomul de carbon variază de la 0,233, în fracţiunea 1,40—1,35 şi 1,35—1,30 la 0,215 în fracţiunea $< 1{,}26$. Fracţiunea carbonului aromatic, variază pentru aceleaşi greutăţi specifice de la 0,701 la 0,668.

Concentratele gravimetrice din huila de Lupeni prezintă valoarea minimă pentru raportul H/C la greutatea specifică 1,30—1,28 unde R/C = = 0,239 şi $f_a = 0{,}711$. Numărul de inele pe atomul de carbon şi fracţiunea carbonului aromatic se micşorează de la concentratul gravimetric 1,30—1,28 pînă la fracţiunea $< 1{,}26$; R/C variază de la 0,239 la 0,228 iar f_a de la 0,711 la 0,690.

Raportul H/C prezintă variaţii mari în cazul fracţiunilor huilei de Secul şi anume de la 0,597 pînă la 0,719.

R/C are valoarea maximă la fracţiunea separată între 1,40—1,35 greutate specifică (0,294) şi cea minimă (0,258) la fracţiunea separată între 1,30—1,28; fracţiunea carbonului aromatic, variază pentru aceleaşi fracţiuni, de la 0,815 care reprezintă maximum, pînă la 0,748 care reprezintă minimum; pentru fracţiunile 1,28—1,27 şi $< 1{,}27$, R/C şi f_a prezintă mici creşteri faţă de minimum.

Concentratele gravimetrice ale cărbunilor de la Anina şi Doman, prezintă uniformitate pentru valorile H/C, R/C şi f_a, în sensul că acestea cresc respectiv descresc paralel cu micşorarea greutăţii specifice de separare.

Valorile cele mai ridicate pentru R/C şi f_a le prezintă fracţiunea $> 1{,}4$, 0,293 şi 0,812 pentru huila de cocs de la Anina, respectiv 0,321 şi 0,865 pentru huila slabă de la Doman.

Tabela 2

Caracteristici structurale ale concentratelor gravimetrice din cărbunele minelor Uricani, Lupeni, Secul, Anina, Doman

Concentrate gravimetrice	Analiza elementară raportată la masa combustibilă						H/C	R/C	f_a
	% greutate			% atomi					
	C	H	$O_2 + N_2 + S$ prin dif.	C	H	O + N + S prin dif.			
Uricani									
1,40—1,35	78,38	5,48	16,14	50,3	41,9	7,8	0,833	0,233	0,701
1,35—1,30	78,90	5,52	15,58	50,5	42,1	7,4	0,834	0,233	0,700
1,30—1,28	79,52	5,60	14,88	50,5	42,4	7,1	0,840	0,231	0,698
1,28—1,27	79,65	5,75	14,60	50,1	43,1	6,8	0,860	0,226	0,688
1,27—1,26	79,72	5,94	14,34	49,4	43,9	6,7	0,889	0,219	0,673
1,26	79,79	6,03	14,18	49,1	44,3	6,6	0,902	0,215	0,668
Lupeni									
1,30—1,28	79,88	5,44	14,68	51,3	41,6	7,1	0,811	0,239	0,711
1,28—1,27	80,02	5,59	14,39	50,8	42,3	6,9	0,833	0,233	0,701
1,27—1,26	80,30	5,62	14,8	50,9	42,4	6,7	0,833	0,233	0,701
1,26	80,94	5,81	13,25	50,6	43,2	6,2	0,854	0,228	0,690
Secul									
1,40—1,35	84,68	4,24	11,08	59,0	35,2	5,8	0,597	0,294	0,815
1,35—1,30	87,55	5,05	7,40	57,1	39,3	3,6	0,688	0,271	0,770
1,30—1,28	86,30	5,34	8,36	55,3	40,7	4,0	0,736	0,258	0,748
1,28—1,27	85,85	5,17	8,98	55,60	40,1	4,3	0,719	0,262	0,757
1,27	85,74	5,08	9,18	56,00	39,5	4,5	0,705	0,266	0,763
Anina									
1,40	84,10	4,25	11,65	58,6	35,3	6,1	0,602	0,293	0,812
1,40—1,35	84,50	4,48	11,02	57,8	36,5	5,7	0,631	0,285	0,799
1,35—1,30	84,52	4,58	10,90	57,4	37,0	5,6	0,645	0,282	0,789
1,30—1,28	84,30	4,82	10,88	56,3	38,3	5,4	0,680	0,273	0,774
1,28	84,48	4,92	10,60	55,9	38,8	5,3	0,694	0,269	0,768
Doman									
1,40	86,84	3,59	9,57	63,5	31,3	5,2	0,493	0,321	0,865
1,40—1,35	88,36	3,79	7,86	63,4	32,3	4,3	0,509	0,317	0,859
1,35—1,30	89,83	4,14	6,03	62,5	34,3	3,2	0,549	0,306	0,839

Valorile cele mai mici pentru R/C şi f_a, le prezintă fracţiunile cele mai uşoare, 0,269 şi 0,768 la huila de Anina, respectiv 0,306 şi 0,839 la huila de la Doman.

Din studiul caracteristicilor structurale ale cărbunilor, se poate afirma că raportul H/C scade cu mărirea gradului de carbonificare, în timp ce indicele de aromatizare ($2R$/C) şi fracţiunea carbonului aromatic (f_a) se măresc progresiv de la huila de Uricani la cea de la Lupeni, Secul şi Anina, avînd valori maxime pentru Doman.

La concentratele gravimetrice, raportul H/C se măreşte de la fracţiunile grele spre cele mai uşoare şi în consecinţă $2R$/C şi f_a se micşorează în acelaşi sens, arătînd pentru fracţiunile separate la densităţi mici, un

grad de aromatizare mai redus. Excepție fac concentratele gravimetrice ale huilei de Secul, la care raportul H/C prezintă o valoare maximă la o greutate specifică intermediară, unde bineînțeles R/C și f_a au valori minime.

În general se poate afirma că indicele de aromatizare și fracțiunea carbonului aromatic scad pe măsură ce se micșorează greutatea specifică de separare.

NEW CHARACTERISTICS OF SOME RUMANIAN BITUMINOUS COALS

II. STRUCTURAL CHARACTERISTICS

ABSTRACT

The author presents a comparative study of the structural characteristics of some Rumanian bituminous coals based on the fractional gravimetric separation of the respective coals.

The characteristics discussed are the H/C ratio, the aromatization index (2 R/C) and the aromatic coal fraction (*fa*).

Gravimetric separation has proved to be a more sensitive guide than chemical analysis in evaluating the evolution stage of the coal.

BIBLIOGRAFIE

1. Von Krevelen, H. A. G. Chermin, Fuel, **XXXIII**, 79 (1954).
2. I. G. C. Dryden, Fuel, **XXXII**, 82 (1953).
3. Г. Г. Аронов, Журнал прикладной химии, *9* (1952).
4. I. Nistor, *Noi elemente de caracterizare ale unor huile romînești. I. Separări gravimetrice*, St. cerc. energ., seria *B*, *3* (1963) (sub tipar).

COCS BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC

VIII. CERCETĂRI DE LABORATOR PRIVIND OBȚINEREA COCSULUI BRICHETE PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC DIN COCS DE FLUIDIZARE

DE

I. NISTOR, V. TĂZLĂUANU, F. ȘTEFĂNESCU și V. CIOLAC

În vederea producției pe scară industrială a cocsului brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic, cu folosirea fluidizoarelor pentru degazarea cărbunilor [1], s-au efectuat în laborator unele cercetări pentru stabilirea condițiilor optime de obținere a brichetelor din cocs de fluidizare.

S-a tratat problema sub aspectul modului de preparare a măruntului de cocs supus brichetării — granulație — și legat de aceasta consumul de liant minim pentru obținerea unei rezistențe corespunzătoare a cocsului brichete.

Cocsul de fluidizare *) utilizat, a fost obținut în cuptoarele Carbofluid din cărbuni P.A.L. V. 0—10 mm spălați special pînă la un conținut de 8% cenușă.

Procentul ridicat de materii volatile a cărbunilor precum și carbonizarea prin fluidizare într-o singură treaptă au condus în final la un procent de 16—18% cenușă.

Procentul de materii volatile de circa 2—3% este acceptabil pentru încercările și experimentările făcute.

În tabela 1 se prezintă analiza tehnică a cocsului de fluidizare.

*) Cocsul de fluidizare a fost produs sub conducerea conf. ing. D. Ionescu de la ICEM.

Făcînd o comparație între cocsul obținut prin fluidizare și cel obținut în cuptoarele verticale [2] pornind de la aceeași materie primă (cărbuni P.A.L.V. 0—10 mm spălați special) se observă o creștere a procentului de volatile și cenușă la măruntul de cocs obținut prin fluidizare.

Tabela 1

Caracteristicile cocsului de fluidizare

Analiza tehnică			
W^a%	A^a%	V^a%	S^t%
2,29	17,98	2,17	2,30

Acest lucru se explică prin tehnologia diferită aplicată la obținerea celor două sorturi de cocs.

Conținutul de sulf este comparabil în ambele cazuri.

Ca aspect macroscopic, granulele de mărunt de cocs obținute în cuptorul vertical nu se deosebesc de măruntul de cocs clasic în timp ce granulele de cocs de fluidizare au o formă apropiată de cea sferică și datorită degajării violente a materiilor volatile din cărbune în procesul de fluidizare, au un aspect spongios; de asemenea, aceste granule sînt mult mai ușor friabile. Marea friabilitate a granulelor de cocs de fluidizare face ca la brichetare să fie necesară utilizarea în procent ridicat a claselor granulometrice mici, deoarece, așa cum apare evident și în încercările de determinare a gradului de sfărîmare a granulelor la presare, prezentate în continuare, clasele granulometrice mari se sfărîmă, constituind în brichetă puncte de minimă rezistență.

GRADUL DE SFĂRÎMARE A GRANULELOR DE COCS LA PRESARE

Datorită faptului că în încercările anterioare [2] s-a constatat o scădere a rezistenței brichetelor o dată cu mărirea granulației maxime s-a determinat la cîteva probe gradul de sfărîmare al granulelor în timpul operației de presare.

S-a lucrat cu mărunt de cocs clasic (Reșița), cu mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale și cu mărunt de cocs fabricat prin fluidizare. Proba respectivă s-a supus la comprimare, fără liant, la presiunea de 330 kgf/cm^2, presiunea de lucru curentă, efectuîndu-se analize granulometrice înainte și după presare. S-a apreciat că deși brichetarea fără liant diferă de cea cu liant prin absența mediului elastic (bitumul) se pot obține indicații utile și în aceste condiții.

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabela 2 și figura 1.

Se constată o reducere sensibilă a claselor granulometrice mari, sfărîmarea fiind cu atît mai pronunțată cu cît granulele au dimensiuni mai mari.

Se observă în același timp și o diferențiere netă a gradului de sfărîmare funcție de sortul de mărunt de cocs respectiv.

De asemenea, gradul de sfărîmare evoluează în același sens. La probele cu o granulometrie inițială comparabilă, procentul clasei 0—0,25

mm crește de la 25 la 31,3% pentru măruntul de cocs fabricat în cuptoare verticale (proba *B*), de la 20,5 la 42,1% pentru măruntul de cocs Reșița (proba *A*) și de la 21,0 la 65,3% pentru măruntul de cocs de fluidizare (proba *A*).

Aceste rezultate concordă cu cele obținute de L. Pozzetto [3] care arată că granulele mari se sfărîmă în timpul comprimării (% < 1 mm crește după presare de la 14,8 la 48,5% pentru cărbunele Plichon 0—10 mm

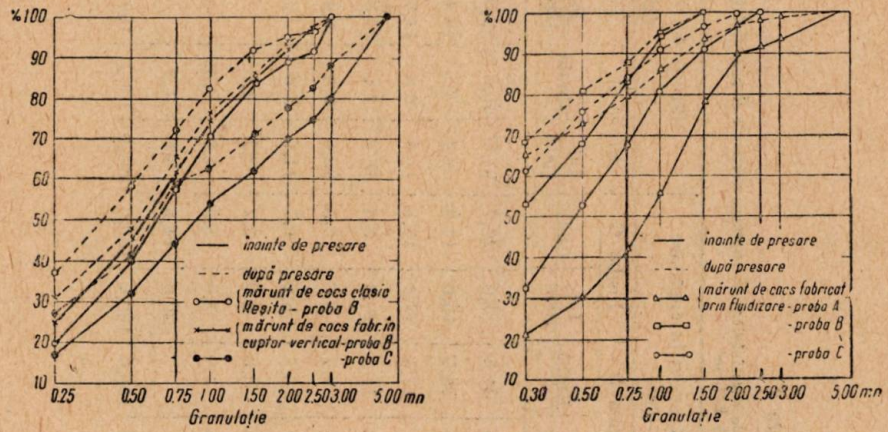


Fig. 1. — Analiza granulometrică înainte și după presarea la 330 kgf/cm².

spălat). Suprafețele de sfărîmare sînt lipsite de pelicula de liant, creînd o sursă de fisurare a brichetei. De aceea el a stabilit influența favorabilă a prafului preexistent care nu este sfărîmat prin presiune, și în afară de aceasta contribuie la repartiția uniformă a presiunii, evitînd prejudiciile concentrării efortului.

INFLUENȚA GRANULAȚIEI ASUPRA REZISTENȚEI COCSULUI BRICHETE

Modul de obținere a brichetelor crude și oxidarea lor ulterioară s-a efectuat în condiții similare celor din cercetările anterioare [4].

Materialul supus brichetării a fost măcinat în morile de laborator, preparîndu-se astfel probe de granulații diferite.

Ca liant, s-a utilizat bitum parafinos Teleajen (*Tn*) — semigudron obținut prin dezasfaltarea cu propan lichid — ale cărui caracteristici sînt prezentate în tabela 3. Liantul a fost adăugat în procent de 12 și 14% calculat la amestecul anhidru.

Aprecierea calității cocsului brichete obținut s-a făcut prin determinarea rezistenței mecanice la toba Nedelman (cu turația de

Tabela 2

Analiza granulometrică a măruntului de cocs clasic (Reşiţa) şi măruntului de cocs fabricat în cuptoare verticale şi prin fluidizare, înainte şi după presare la P = 330 kgf/cm²

Clasa granulometrică / Granulaţie %	Mărunt de cocs clasic Reşiţa				Mărunt de cocs fabricat în cuptoare verticale						Mărunt de cocs fabricat prin fluidizare					
	Proba *A*		Proba *B*		Proba *A*		Proba *B*		Proba *C*		Proba *A*		Proba *B*		Proba *C*	
	Iniţială	finală	Iniţială	finală	Iniţială	finală	Iniţială	finală	Iniţială	finală	Iniţială	finală	Iniţială	finală	Iniţială	finală
0—0,25 mm	20,5	42,1	19,4	37,5	43,2	53,3	25,0	31,3	17,0	26,7	21,0*)	65,3 *)	52,7 *)	68,4 *)	32,5 *)	61,1 *)
0,25—0,50 ,,	22,4	23,0	21,1	21,1	40,0	31,0	20,5	16,7	15,0	14,6	9,4	7,5	15,4	12,6	20,2	15,0
0,50—0,75 ,,	18,5	14,6	17,2	13,8	16,8	15,7	16,5	17,5	12,0	12,8	11,4	6,8	14,7	8,8	15,0	8,2
0,75—1,00 ,,	13,7	10,7	12,9	10,0			13,0	11,3	10,0	8,4	13,7	7,1	10,8	6,0	13,2	6,4
1,00—1,50 ,,	13,8	4,6	13,0	9,3	—	—	10,0	9,7	8,0	8,5	22,8	6,8	6,4	4,2	10,4	5,8
1,50—2,00 ,,	5,8	3,1	5,5	3,4	—	—	7,0	6,7	8,0	6,7	11,6	3,6	—	—	5,8	3,3
2,00—2,50 ,,	2,6	0,8	2,4	1,2	—	—	5,0	3,8	5,0	5,1	2,7	1,0	—	—	2,9	0,2
2,50—3,00 ,,	2,8	1,1	8,5	3,7	—	—	3,0	3,0	5,0	5,6	1,6	0,6	—	—	—	—
>3,00 ,,	—	—	—	—	—	—	—	—	20,0	11,6	5,8	1,3	—	—	—	—
	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

*) Procente granulometrice corespunzătoare clasei 0—0,3 mm.

Tabela 3

Caracteristicile bitumului

Proba	Punct de înmuiere	Materii volatile	Umiditate	Indice Conradson	Punct de inflamabilitate Marcusson	Analiza elementară		Putere calorifică
	I.B. °C	%	%	%	°C	C%	H%	Q_s kcal/kg
Tn	60	85,65	0,1	21,3	338	87,5	9,55	10,220

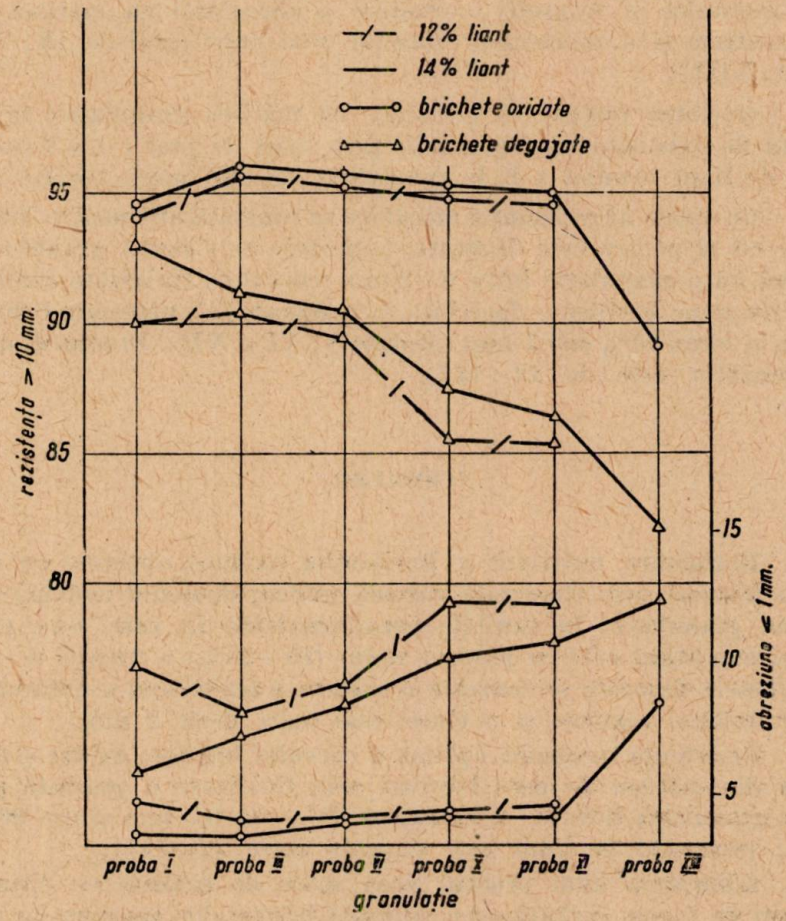


Fig. 2. — Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete obținut din mărunt de cocs fabricat prin fluidizare (probe reprezentative) în funcție de granulație.

700 t/min) atît a brichetelor oxidate cît și a celor degazate ulterior la 950°C, (pentru determinarea rezistenței termice a cocsului brichete).

În tabela 4 este redată în ordinea crescîndă a granulației maxime analiza granulometrică a celor 12 probe cu care s-au efectuat cercetările.

Rezultatele obținute, concretizate în tabela 5 și figura 2 (probele reprezentative) arată următoarele :

— rezistența mecanică a brichetelor oxidate nu prezintă variații sensibile funcție de modificarea granulației, în limitele granulometrice respective, cu excepția probei XIII cu o curbă granulometrică total necorespunzătoare (fracția 0—1,00 mm de circa 11%). La brichetele degazate, această variație este vizibilă în sensul că se observă o scădere a rezistenței mecanice și respectiv o creștere a abraziunii cu mărirea granulației maxime și a procentelor claselor mai mari (probele IX, X, XI, XII și XIII);

— creșterea rezistenței mecanice cu mărirea granulației mici este limitată de existența unei proporții prea mari de praf ($< 0,3$ mm) procentul de liant urmînd a fi în consecință sensibil mărit (proba 1);

—un optim al rezistenței mecanice se constată atît pentru brichetele oxidate cît și pentru cele degazate, la probele cu o curbă granulometrică continuă cu o granulație între 0—2 mm (cocsul de fluidizare fiind foarte friabil nu pune probleme deosebite la măcinare [2]) prezentînd 60% sub 0,5 mm și circa 90% sub 1 mm (probele V, VI și VII). Procentul de liant corespunzător este de 12—14%.

CONCLUZII

1. Rezistența mecanică a brichetelor oxidate, obținute cu mărunt de cocs fabricat prin fluidizare variază într-un domeniu restrîns cu modificarea granulației în limitele granulometrice în care s-au efectuat probele, exceptînd cele cu procent redus (10—20%) a fracției 0—1 mm. La brichetele degazate se constată o scădere a rezistenței o dată cu mărimea granulației maxime și a clasei mai mari decît 2 mm.

2. Rezistența mecanică optimă a cocsului brichete oxidat și degazat obținut din mărunt de cocs fabricat prin fluidizare o prezintă probele care au granulația între 0—2 mm circa 60% sub 0,5 mm și cca 90% sub 1 mm; procentul de liant este cuprins între 12—14%.

3. Adăugarea unui procent prea mare de granule cu dimensiuni mai mari de 2 mm înrăutățește calitatea brichetelor deoarece la presare aceste granule se sfărîmă și nefiind acoperite de pelicula de liant constituie în brichete puncte de minimă rezistență.

Tabela 4

Analiza granulometrică a probelor de mărunt de cocs fabricat prin fluidizare

Nr. probei / Clasa granulometrică %	0—0,3 mm	0,3—0,5 mm	0,5—0,75 mm	0,75—1,0 mm	1,0—1,5 mm	1,5—2,0 mm	2,0—2,5 mm	2,5—3,0 mm	3,0—5,0 mm	0—0,5 mm	0—1 mm	0—2 mm	0—3 mm	>3 mm
I	100									100,0				
II	60,8	39,2								100,0				
III	42,5	30,5	27,0							73,0	100,0			
IV	61,0	18,5	12,5	8,0						79,5	100,0			
V	40,0	11,8	12,8	35,4						51,8	100			
VI	53,2	14,8	13,9	11,8	6,3					68,0	93,7	100,0		
VII	48,8	18,0	13,5	9,0	6,3	4,4				66,8	89,3	100,0		
VIII	44,5	16,2	6,0	9,2	8,5	15,6				60,7	75,9	100,0		
IX	51,5	11,4	10,6	6,8	6,8	5,0	4,4	3,5		62,9	80,3	92,1	100,0	
X	30,2	17,3	15,1	13,6	9,8	7,0	4,5	2,5		47,5	76,2	93,0	100,0	
XI	18,9	10,5	14,8	14,8	20,0	11,6	4,2	4,6	0,6	29,4	59,0	90,6	99,4	0,6
XII	34,5	14,2	10,5	7,6	6,0	4,0	5,4	7,8	10,0	48,7	66,8	76,8	90,0	10,0
XIII	1,1	1,2	2,6	6,3	21,8	23,0	12,4	24,3	7,3	2,3	11,2	56,0	92,7	7,3

Tabela 5

Variația rezistenței mecanice a cocsului brichete obținut din mărunt de cocs fabricat prin fluidizare, în funcție de granulație

Nr. crt.	Proba	Randament oxidare %	Rezistența brichete oxidate >10mm %	10—1 mm %	<1 mm %	$V^a_{\%}$ brichete oxidate	Randament degazare %	Rezistența brichete degazate >10 mm %	10—1 mm %	< 1 mm %	Observații
1	*Tn* 12 I	99,0	93,7	0,7	5,6	6,92	91,0	89,0	0,7	10,3	Presiunea de brichetare 330 kgf/cm²
2	*Tn* 14 I	99,0	94,5	2,1	3,4	9,47	88,0	93,0	1,2	5,8	
3	*Tn* 12 II	97,5	95,3	0,5	4,2	7,83	90,0	90,7	1,0	8,3	Temperatura de oxidare 265 °C
4	*Tn* 14 II	98,8	95,4	0,8	3,8	9,72	89,0	91,6	1,0	7,4	
5	*Tn* 12 III	97,0	95,6	0,5	3,9	7,64	92,0	90,4	1,5	8,1	Durata de oxidare 4 ore Temperatura de degazare 950 °C
6	*Tn* 14 III	99,0	96,0	0,7	3,3	9,30	91,5	91,1	1,7	7,2	
7	*Tn* 12 IV	97,0	95,4	0,5	4,1	8,92	93,0	91,0	1,0	8,0	Durata de degazare 35 m n.
8	*Tn* 14 IV	98,5	95,5	0,7	3,8	10,09	89,0	91,5	0,7	7,8	
9	*Tn* 12 V	98,0	95,7	1,0	3,3	10,07	—	88,8	2,0	9,2	
10	*Tn* 14 V	99,0	96,2	0,7	3,1	10,06	88,0	90,5	0,8	8,7	
11	*Tn* 12 VI	97,5	95,2	0,7	4,1	8,90	91,5	89,5	1,3	9,2	
12	*Tn* 14 VI	98,0	95,7	0,5	3,8	9,10	90,0	90,5	1,1	8,4	
13	*Tn* 12 VII	97,5	94,6	1,1	4,3	9,79	90,0	88,7	1,4	9,9	
14	*Tn* 14 VII	98,0	95,5	0,8	3,7	9,41	89,0	89,8	1,9	8,3	
15	*Tn* 12 VIII	98,5	94,9	0,5	4,6	7,17	90,5	87,4	2,4	10,2	
16	*Tn* 14 VIII	97,0	95,7	0,6	3,7	7,60	90,5	89,0	1,1	9,9	
17	*Tn* 12 IX	99,0	94,8	0,7	4,5	8,00	92,0	86,7	1,5	11,8	
18	*Tn* 14 IX	99,2	95,3	0,7	4,0	9,23	89,0	88,0	1,8	10,2	
19	*Tn* 12 X	99,0	94,7	1,0	4,3	8,14	91,0	85,5	2,2	12,3	
20	*Tn* 14 X	98,5	95,3	0,6	4,1	10,62	89,0	87,5	2,3	10,2	
21	*Tn* 12 XI	98,0	94,5	1,0	4,5	7,92	92,0	85,3	2,5	12,2	
22	*Tn* 14 XI	98,8	95,0	0,9	4,1	—	90,0	86,6	2,6	10,8	
23	*Tn* 12 XII	99,0	95,0	1,0	4,0	8,63	92,5	85,5	3,0	11,5	
24	*Tn* 14 XII	99,5	95,5	0,9	3,6	9,98	89,0	86,4	3,0	10,6	
25	*Tn* 14 XIII	99,0	89,1	2,5	8,4	7,80	90,7	82,1	5,3	12,6	

COKE EN BRIQUETTES OBTENU DE CHARBONS NON OU FAIBLEMENT COKÉFIANTS PAR TRAITEMENT THERMO-CHIMIQUE. VIII. RECHERCHES EN LABORATOIRE POUR OBTENIR DU COKE EN BRIQUETTES PAR TRAITEMENT THERMO-CHIMIQUE, EN UTILISANT UN COKE DE FLUIDISATION

RÉSUMÉ

On décrit les recherches en laboratoire effectuées en vue d'établir les conditions optima — au point de vue granulométrique — pour obtenir le coke en briquettes, fait de menu de coke fluidisé. L'analyse des résultats obtenus a permis aux auteurs de conclure que :

— par suite de la friabilité bien plus grande des granules du coke de fluidisation par égard à celles du coke classique ou du coke fabriqué par dégazage dans des fours verticaux, le degré de brisement sous pressage des granules de coke de fluidisation est plus élevé. Par conséquent, la limitation du taux de la fraction supérieure à 2 mm est très importante parce que les gros granules, se brisant lors du pressage et manquant de la pellicule de liant, constituent des points de résistance minimum dans la briquette ;

— la résistance mécanique optimum du coke en briquettes oxydé et dégazé, provenu du menu de coke fabriqué par fluidisation, est offerte par les échantillons dont la granulation est de 0—2 mm (environ 60% inférieur à 0,5 mm et 90% inférieur à 1 mm), le taux optimum du liant étant de 12—14%.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, I. NISTOR, *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. III. Tehnologie.* St. cerc. energ., *2*, 345—354 (1961).
2. I. NISTOR, F. ȘTEFĂNESCU, V. TĂZLĂUANU, *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. VII. Studiul influenței granulației măruntului de cocs asupra calității cocsului brichete.* St. cerc. energ., *2* (1963) (sub tipar).
3. L. POZZETO, *L'influence de la fragilité du charbon dans la fabrication des agglomérés.* Revue de l'Industrie minérale, *1—2*, 165 (1960).
4. I. BLUM, I. NISTOR, F. ȘTEFĂNESCU, V. TĂZLĂUANU, *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic. VI. Variația rezistenței mecanice în funcție de procentul de liant, durata și temperatura tratamentului termochimic.* St. cerc. energ., *2*, 245—253 (1962).

DESULFURAREA COCSULUI CU GAZE REDUCĂTOARE

DE

ION EPURE

Conținutul ridicat de sulf al unui cocs metalurgic este întotdeauna cauza unor consumuri suplimentare de cocs și fondanți la elaborarea fontei. De aceea în multe țări, ca de altfel și la noi, au fost efectuate numeroase cercetări cu scopul de a elimina, cel puțin în parte, sulful din cărbuni și din cocs. Cercetările întreprinse pînă acum la noi în țară [1], [2], [3], [4], [5] au arătat că sulful din cocsul clasic, preparat din huile cocsificabile de Valea Jiului, poate fi eliminat prin diverse metode în proporție de 30—60%.

Pirogenarea cărbunilor în strat fluid în scopul obținerii de semicocs sau cocs de fluidizare, este o tehnologie nouă care se introduce din ce în ce mai mult în industrie și mai ales la noi în țară *), unde s-a făcut o muncă de pionerat în acest domeniu cu rezultate remarcabile. Semicocsul de fluidizare a înlocuit complet în R.P.R. semicocsul de cuptoare Abderhalden, necesar ca degresant la fabricarea cocsului metalurgic prin procedeul clasic. Se prevede ca în viitor la noi în țară să se producă cantități însemnate de semicocs și cocs de fluidizare, necesare atît pentru fabricarea cocsului metalurgic cît și pentru aglomerarea minereurilor de fier.

Faptul că se prevede o amplă dezvoltare a procedeelor de pirogenare a cărbunilor prin fluidizare, a făcut necesară studierea posibilităților desulfurării cărbunilor, în legătură cu această tehnologie. Tehnologia fabricării cocsului brichete, permite obținerea unui cocs cu conținut redus de sulf dacă se pornește de la un semicocs sau cocs de fluidizare în prealabil desulfurat. Studiile efectuate de cercetătorii din diverse țări, au demonstrat că este mult mai ușor să se desulfureze cocsul în granulație mică decît cocsul

*) M. Ionescu, V. Anghel, A. Partenie și A. Păun : *Carbofluid. Cercetări la scară industrială în fabricarea semicocsului prin fluidizare.* Metalurgia și construcția de mașini, **XI**, august (8), 1959.

bucăți. Or, acest lucru poate fi cel mai bine efectuat la fluidizarea cărbunilor, fie în timpul pirogenării fie ca o fază separată.

Unele lucrări [6], au arătat posibilitatea eliminării sulfului din semicocs, prin fluidizare cu amestec abur-aer-azot de la 2,40% la 1,60%. Desulfurarea cu amestec abur-aer, este desigur cea mai puțin costisitoare, însă amestecul abur-aer acționează desulfurant în special asupra piritei din cărbuni celelalte forme de sulf fiind influențate în mai mică măsură. Dimpotrivă, după date din literatura de specialitate [1], prin tratarea cărbunilor sau a semicocsului cu gaze reducătoare și în special cu hidrogen sau gaze conținînd hidrogen se poate obține un efect desulfurant mai pronunțat, tocmai prin faptul că hidrogenul acționează și asupra celorlalți compuși cu sulf.

Acțiunea desulfurantă a hidrogenului și a diverselor gaze conținînd hidrogen a fost studiată de către mulți cercetători în cazul cocsului clasic. Rezultatele obținute, deși interesante [1], [7], [8], nu au putut fi valorificate în industrie din cauza dificultăților de ordin tehnic. O dată cu apariția unor procedee noi de cocsificare aceste cercetări au fost reluate în noile condiții, care par a fi mai favorabile [9]. Importante sînt de asemenea lucrările apărute în legătură cu desulfurarea cocsului de petrol [10], [11].

În ultimii ani, în literatura de specialitate din străinătate, au apărut numeroase lucrări referitoare la fluidizarea și desulfurarea cocsului în strat fluid [12], [13], [14]. Faptul este explicabil deoarece în majoritatea țărilor, baza de cărbuni cocsificabili și energetici cu conținut redus de sulf se îngustează și de aceea se prevede pentru viitor un consum din ce în ce mai mare de cărbuni sulfuroși. În una din aceste lucrări [14] cocsul a fost tratat, în strat fluid, cu hidrogen și vapori de apă la 6 atm, reducîndu-se sulful de la 2,11 la 1,07%. Autorii au întrebuințat de asemenea pentru desulfurare, un amestec de hidrogen și metan, obținînd o desulfurare de 78%.

ÎNCERCĂRI DE LABORATOR

Lucrările au avut ca obiectiv cercetarea desulfurării cărbunilor PALV cu hidrogen și cu gaze reducătoare, conținînd hidrogen. La început a fost efectuată o serie de încercări de desulfurare a cocsului cu hidrogen în timpul pirogenării cărbunilor în strat fix. Considerînd că un eventual procedeu de desulfurare a cocsului, bazat pe rezultatele acestor lucrări s-ar putea dezvolta cel mai bine la cocsul de fluidizare, s-a lucrat cu debite mari de hidrogen, care să asigure o viteză de trecere a hidrogenului, prin stratul de cocs, apropiată de cea necesară fluidizării. În continuare, încercările au fost efectuate în strat fluid cu un gaz reducător obținut prin descompunerea termică a metanului. În acest caz pentru a preveni formarea negrului de fum s-au adăugat metanului vapori de apă. Deoarece cărbunii energetici de Valea Jiului (PALV) posedă însușiri aglutinante care îi fac improprii pentru realizarea stratului fluid cu gaze reducătoare (cel puțin în instalațiile mici de laborator cu diametrul reactorului de circa 25 mm) aceste încercări au fost făcute cu semicocs de 550°C.

DESULFURAREA ÎN STRAT FIX

Instalația de laborator pentru desulfurarea cu hidrogen în strat fix este redată în figura 1.

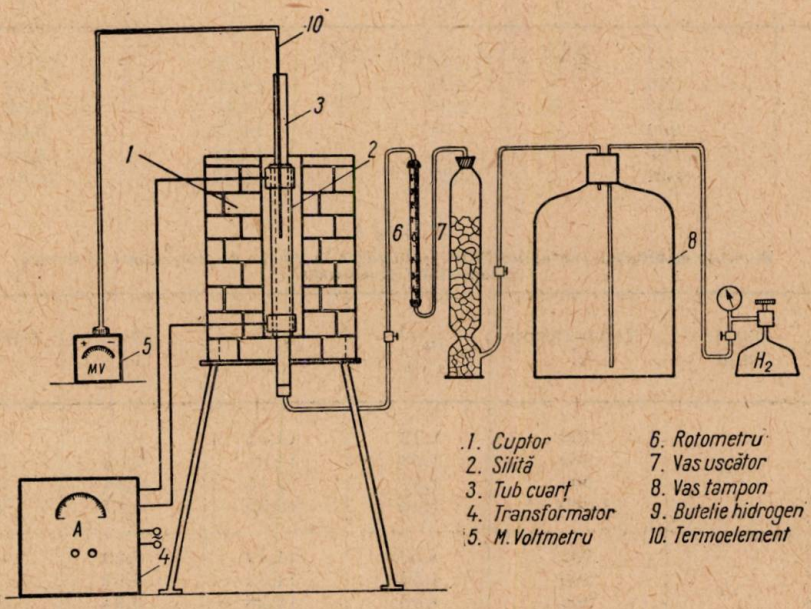


Fig 1. — Schema instalației de desulfurare în strat fix.

Probele de cărbune în greutate de 20 g au fost introduse în instalația de desulfurare, adusă în prealabil la temperatura de cocsificare. S-au variat următorii parametri: temperatura, durata de desulfurare, granulația cărbunilor, viteza în strat a hidrogenului.

Pentru a avea o măsură exactă a eficacității desulfurării, în funcție de temperatură, s-au făcut pirogenări de cărbuni PALV, la diverse temperaturi cuprinse între 600 și 1 000°C, fără curent de hidrogen, în aceeași instalație.

În tabelele 3, 4 și 5 și în diagramele 1 și 2 sînt redate rezultatele obținute la desulfurarea cărbunilor PALV în faza de laborator.

Tabela 1

Caracteristicile cărbunilor PALV pe granulații

Nr. crt.	Granulația mm	Granulația %	S_t^{anh} %	A^{anh} %	V^{mc} %
1	0 —0,50	13,21	2,26	8,72	44,73
2	0,50—1,00	19,66	2,27	8,80	44,91
3	1,00—2,00	49,64	2,33	8,74	45,00
4	2,00—3,00	17,49	2,33	8,65	45,20
5	0 —3,00	100,00	2,32	8,72	45,01

Tabela 2

Caracteristicile cocsurilor obținute la pirogenarea cărbunilor PALV la diverse temperaturi timp de 20 min. Granulația 0—3 mm

Nr. crt.	Temperatura °C	S_t^{anh} %	A^{anh} %	V^{mc} %
1	600	2,16	12,70	13,40
2	700	2,08	14,05	6,84
3	800	2,20	14,42	5,62
4	900	2,04	14,72	5,04
5	1 000	2,08	14,88	4,86
6	crud	2,32	8,72	45,01

Tabela 3

Eficiența desulfurării cărbunilor PALV cu hidrogen în funcție de temperatură și durata tratamentului desulfurant *)

Nr. crt.	Durata min	Temperatura °C	S_t^{anh} %	A^{anh} %	V^{mc} %	Gazificare %
1	10	700	1,72	14,32	8,73	0,8
2		800	1,68	15,07	7,60	3,0
3		900	1,57	15,15	6,56	2,2
4		1 000	1,40	15,35	5,87	2,9
5	15	700	1,63	14,42	7,93	—
6		800	1,59	14,53	6,97	—
7		900	1,40	15,28	6,34	3,0
8		1 000	1,28	15,47	5,63	3,4
9	20	600	1,66	13,93	12,33	1,8
10		700	1,53	14,66	7,80	—
11		800	1,44	15,19	7,01	3,2
12		900	1,28	15,34	6,12	3,2
13		1 000	1,18	15,52	5,32	3,5
14	25	600	1,51	14,20	12,07	1,7
15		700	1,42	14,76	7,04	—
16		800	1,28	15,03	6,78	1,8
17		900	1,21	15,23	5,68	2,6
18		1 000	1,09	15,58	5,14	3,6

*) Viteza hidrogenului la 20° C fiind de 24 cm/s calculată la suprafața secțiunii tubului de reacție fără umplutură.

Tabela 4

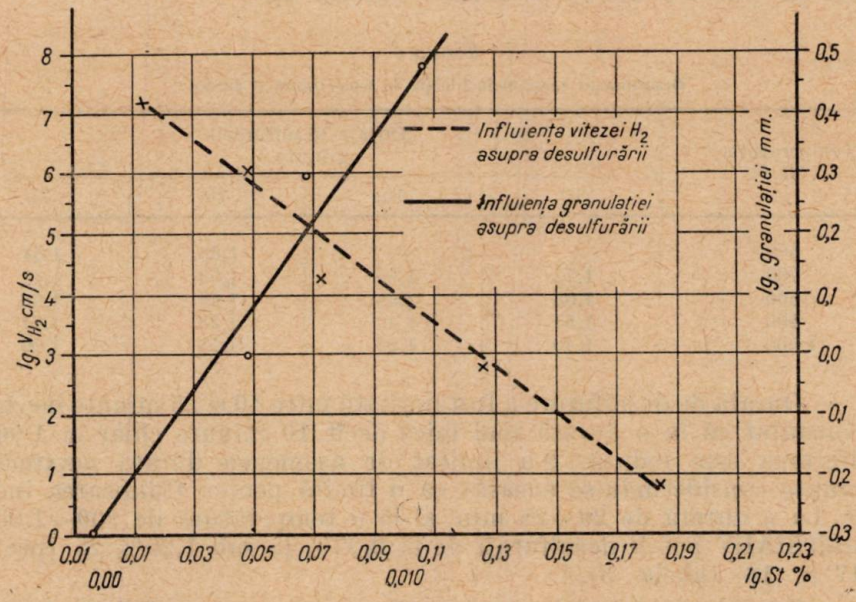
Influența granulației asupra desulfurării cărbunilor PALV— Temperatura de desulfurare 1 000° C, durata 20 min. Viteza hidrogenului 24 cm/s

Nr. crt.	Granulația mm	S_t^{anh} %	A^{anh} %	V^{mc} %	Gazificare %
1	0 —0,50	0,99	15,40	4,14	1,2
2	0,50—1,00	1,12	15,22	5,00	1,1
3	1,00—2,00	1,17	15,45	5,25	2,8
4	2,00—3,00	1,28	15,37	5,38	2,2

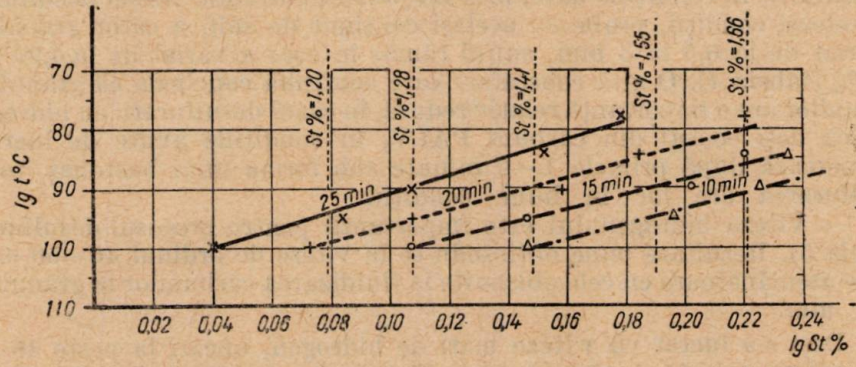
Tabela 5

Influența vitezei hidrogenului asupra desulfurării cărbunilor PALV. Temperatura 1 000 °C — durata desulfurării 20 min

Nr. crt.	Viteza H_2 cm/s	S_t^{anh} %	A^{anh} %	V^{mc} %	Gazificare %
1	6,72	1,53	14,88	7,30	1,1
2	13,42	1,34	15,19	5,87	1,7
3	26,84	1,18	15,25	4,37	0,0
4	40,26	1,12	15,20	5,92	1,8
5	53,68	1,03	15,38	5,54	2,5



Diagr. 1. — Influența vitezei H_2 și a granulației asupra desulfurării.



Diagr. 2. — Efectul desulfurant al hidrogenului în funcție de temperatură și durată.

Din rezultatele conținute în tabelele 3, 4 și 5 și din diagramele 1 și 2 se constată următoarele :

— Hidrogenul este un agent desulfurant eficace pentru cocsul obținut din cărbuni PALV de Valea Jiului. Efectul său desulfurant crește cu temperatura. La 1 000°C și la o durată de desulfurare de 25 minute sulful din cocs a fost redus de la 2,32% (proba 5, tabela 2) la 1,09% (proba 18 tabela 3).

— În ceea ce privește sulful rămas în cocs, după desulfurare, se observă că se poate stabili o relație cantitativă între efectul temperaturii și al duratei de desulfurare. Pentru condițiile în care s-a lucrat s-a constatat că creșterea temperaturii cu 100°C are același efect desulfurant ca și mărirea duratei de desulfurare cu 5 minute (tabela 6).

Tabela 6

Desulfurarea cocsului în funcție de temperatură și durată

Temperatura °C	Durata desulfurării minute			
	10	15	20	25
600	—	—	1,66	1,51
700	1,72	1,66	1,53	1,42
800	1,68	1,59	1,44	1,28
900	1,57	1,40	1,28	1,21
1 000	1,40	1,28	1,18	1,09

— Durata de desulfurare a fost limitată între 10 și 25 minute deoarece s-a constatat că la o durată mai mică decît 10 minute chiar la 1 000°C desulfurarea este redusă. S-a limitat de asemenea durata maximă la 25 minute considerîndu-se aceasta ca o limită pentru fluidizarea industrială. La o durată de 20—25 min și la o temperatură de 900—1 000°C cărbunii PALV pot fi desulfurați de la 2,32% la sub 1,20% S_t (probele 13, 17 și 18 tabela 3).

— Granulația cărbunilor s-a dovedit a avea o oarecare influență asupra desulfurării, în condițiile date, însă nu prea importantă. Astfel desulfurînd în aceleași condiții, probe cu același conținut de sulf, a căror granulație a variat de la 0,5 la 3 mm, sulful rămas în cocs a variat de la 0,99% la 1,28% (tabela 4). O altă constatare care confirmă concluzia că granulația cărbunilor are o importanță relativ redusă, în cazul desulfurării cu hidrogen, este că deși cocsul din cărbuni PALV, în condițiile avute de lucru, se aglomerează după primele 1—2 minute sub forma unui bastonaș, totuși desulfurarea are loc în bune condiții.

— Viteza hidrogenului este importantă pentru procesul desulfurării (tabela 5). Rezultate bune obținîndu-se la viteze de ordinul 40—50 cm/s, viteze asemănătoare cu cele obișnuite la fluidizarea cărbunilor la granulația 0—3 mm.

Deși s-a lucrat cu viteze mari de hidrogen, uneori la peste 40—50 cm/s, viteze care în mod normal ar fi trebuit să asigure fluidizarea căr-

bunilor la granulația 0—3 mm totuși s-a constatat aglomerarea integrală a probelor cu formarea unor bastonașe de cocs cu miezul compact și dur. Aceasta se explică prin capacitatea de aglutinare pe care o posedă acești cărbuni și care la cocsificarea în curent de hidrogen nu este cu nimic diminuată, spre deosebire de fluidizarea cu agenți gazoși oxidanți cînd proprietățile aglutinante sînt anihilate de fenomenele oxidative.

— Concomitent cu procesul desulfurării cocsului are loc și o oarecare gazificare. La majoritatea probelor gazificarea s-a menținut la sub 3%.

DESULFURAREA ÎN STRAT FLUID

Instalația de laborator (fig. 2) a constat dintr-un reactor de fluidizare ($\varnothing = 60$ și $H = 300$) încălzit cu o rezistență electrică și prevăzut la partea inferioară cu un grătar cu ochiuri de 1 mm.

În vederea realizării amestecului de gaz metan și vapori de apă, metanul a fost barbotat printr-un recipient cu apă încălzită la diverse temperaturi, în funcție de conținutul de umiditate necesar.

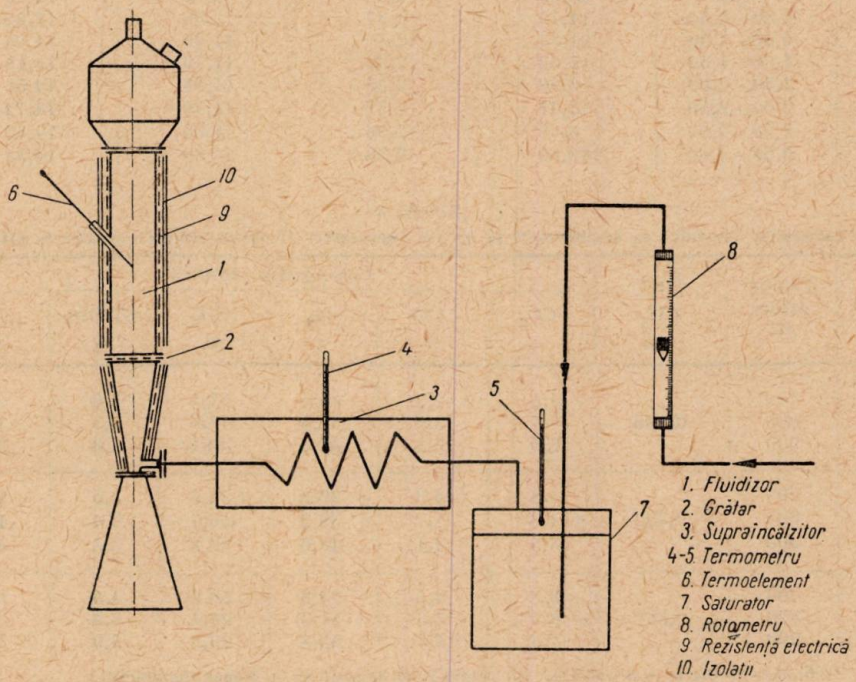


Fig. 2. — Schema instalației de desulfurare în strat fluid.

Pentru a preveni condensarea apei din metan și pentru a micșora aportul de căldură necesar în zona de reacție, instalația a fost prevăzută cu un supraîncălzitor *3* (fig. 2) înainte de intrarea în fluidizor.

S-a lucrat cu semicocs de fluidizare de 550°C și nu cu cărbune crud deoarece, așa după cum s-a arătat mai înainte, la temperaturi ridicate cărbunii PALV aglutinează și nu pot fi fluidizați în condițiile noastre de lucru. Probele de 150 g semicocs au fost introduse în fluidizorul în prealabil încălzit și cu debitul necesar de gaze reducătoare. Obținerea gazelor reducătoare din metan s-a făcut chiar în spațiul de reacție. În vederea prevenirii formării negrului de fum, prin descompunerea termică a metanului, s-a adăugat acestuia vapori de apă între 11—60% vol.

În tabela 7 sînt redate analizele semicocsului de fluidizare asupra căruia au fost efectuate încercările de desulfurare, iar în tabela 8 compoziția chimică a agentului de desulfurare obținut prin descompunerea termică a metanului în prezența vaporilor de apă.

Tabela 7

Caracteristicile semicocsului PALV pe granulații

Nr. crt.	Granulația mm	Granulația %	S_t^{anh} %	A^{anh} %	V^{mc} %
1	0—0,30	23,60	2,35	12,05	12,35
2	0,30—0,50	14,10	2,37	12,00	12,22
3	0,50—1,00	31,84	2,40	11,90	14,03
4	1,00—1,50	16,62	2,32	11,76	14,15
5	1,50—2,00	6,90	2,35	11,88	14,56
6	2,00—2,50	3,48	2,39	11,79	14,72
7	2,50—5,00	3,46	2,36	11,80	14,85
8	0,50—5,00	100,00	2,38	11,38	14,34

Tabela 8

Compoziția agentului de desulfurare*) la diverse temperaturi și concentrații ale vaporilor de apă

Nr. crt.	Temperatura °C	H_2O/CH_4 vol	Compoziția chimică CO_2 %	CO %	H_2 %	CH_4 %	Olefine %	N_2 %
1	700		4,5	2,3	26,5	61,4	3,0	2,3
2	800	0,238	6,7	3,9	37,8	43,6	3,5	1,7
3	900		8,0	6,5	47,1	32,1	2,8	3,5
4	700		5,8	4,3	30,9	53,5	3,5	2,0
5	800	0,433	4,3	5,7	39,2	46,7	2,4	1,7
6	900		8,2	4,1	48,6	30,8	3,8	4,5
7	700		3,8	4,5	24,3	56,2	4,5	6,7
8	800	0,847	8,9	7,3	51,3	26,1	3,2	3,2
9	900		7,3	6,7	53,8	23,9	2,9	5,4

*) Probele de gaz au fost prelevate din stratul fluid de semicocs în timpul desulfurării.

În tabelele 9 și 10 sînt consemnate rezultatele obținute la desulfurarea semicocsului cu gaze reducătoare provenite din descompunerea termică a metanului în prezența vaporilor de apă. Din interpretarea datelor consemnate în aceste tabele se constată următoarele:

— Gazele reducătoare obținute prin descompunerea termică a metanului în prezența vaporilor de apă au o acțiune desulfurantă eficientă asupra semicocsului PALV.

— Dintre parametrii studiați, temperatura și durata de desulfurare s-au dovedit a fi cei mai importanți. S-a constatat că la temperaturi ridicate se poate realiza desulfurarea mai avansată. Spre exemplu, pe cînd la 700°C desulfurarea nu coboară decît la 1,70%, la 900°C desulfurarea poate ajunge la 1,0% și chiar mai puțin.

Tabela 9

Desulfurarea semicocsului PALV cu gaze reducătoare la 900 °C; variabile: viteza hidrogenului, raportul H_2O/CH_4 și durata

Nr. crt.	Viteza agentului de desulfurare cm/s	Temperatura de saturație a CH_4 cu H_2O—°C	Raport $\frac{H_2O}{CH_4}$ vol	Durata desulfurării min	S_t^{anh} %	Desulfurare %	A^{anh} %	$V^{m\,c}$ %	Gazificare %
1	22,6	60	0,283	20	1,33	44,1	14,86	4,32	—
2	22,6	60	0,283	20	1,41	40,7	14,77	5,25	—
3	28,8	60	0,283	20	1,28	46,2	15,81	3,75	3,6
4	28,8	60	0,283	20	1,34	43,7	14,85	4,15	—
5	28,8	60	0,283	20	1,15	51,7	16,06	2,50	3,8
6	36,6	60	0,283	20	1,09	54,2	16,62	5,80	10,2
7	36,6	60	0,283	20	1,25	47,5	15,32	2,80	—
8	26,2	70	0,433	20	1,01	57,6	15,87	2,15	2,1
9	26,2	70	0,433	20	1,05	55,8	15,42	3,17	0,5
10	37,3	80	0,847	20	1,10	53,8	17,12	2,47	11,1
11	26,2	70	0,433	15	1,45	39,0	15,81	3,00	3
12	26,2	70	0,433	15	1,31	44,9	14,96	4,25	—
13	26,2	70	0,433	10	1,47	38,2	15,65	5,10	—
14	26,2	70	0,433	5	1,69	29,0	14,15	9,95	—

— Durata de desulfurare are o importanță la fel de mare ca și temperatura. În majoritatea lucrărilor s-a ales o durată de 20 minute. Am considerat că o depășire a acestei durate este greu de realizat în instalațiile industriale de mare productivitate. O durată mai mică de 20 minute s-a dovedit a fi insuficientă (probele 11—14 tabela 9).

— Granulația semicocsului este de asemenea unul din factorii care influențează desulfurarea. O granulație mai fină se desulfurează mai bine (probele 13—18, tabela 10).

— Viteza gazelor desulfurante a fost cercetată într-un domeniu relativ restrîns (22,6—59,6 cm/s). Aceasta deoarece la viteze mai reduse nu se poate realiza fluidizarea semicocsului, iar la viteze mai mari au loc antrenări mari. În general, se constată că efectul desulfurant al gazelor crește cu viteza lor.

Tabela 10

Desulfurarea semicocsului PALV cu gaze reducătoare. Timp de desulfurare 20 min. Raportul H_2O/CH_4 = 0,433. Variabile : temperatura de desulfurare, viteza agentului desulfurant și granulația semicocsului

Nr. crt.	Temperatura de desulfurare °C	Viteza agentului de desulfur. cm/s	Granulația semicocsului mm	S_t^{anh} %	Desulfurare %	A^{anh} %	V^{mc} %	Gazificare %
1	900	59,6	0—3	1,09	54,2	15,37	2,73	—
2	900	52,3	,,	1,07	55,1	16,03	4,87	6,0
3	900	26,2	,,	1,05	55,9	15,35	3,14	—
4	900	11,3	,,	1,21	49,2	15,05	3,45	—
5	800	26,2	,,	1,32	44,5	14,87	5,11	—
6	800	26,2	,,	1,37	42,4	14,96	6,01	—
7	800	26,2	,,	1,40	41,2	14,77	6,23	—
8	800	26,2	,,	1,38	42,1	15,06	6,72	1,5
9	700	26,2	,,	1,69	29,0	14,82	6,69	0,5
10	700	26,2	,,	1,65	30,6	14,44	7,51	—
11	700	26,2	,,	1,72	27,7	15,19	6,18	2,0
12	700	26,2	,,	1,78	26,2	14,36	6,95	—
13	900	59,6	2—5	1,48	37,8	14,76	4,47	—
14	900	59,6	,,	1,46	38,7	14,87	4,83	—
15	900	59,6	1—2	1,01	57,5	15,42	3,72	3,6
16	900	59,6	,,	1,18	50,3	15,19	3,81	2,1
17	900	26,2	0,5—1	0,89	62,6	17,55	1,13	11,3
18	900	26,2	,,	0,93	60,9	16,87	1,43	8,1

CONCLUZII

Pe baza rezultatelor obținute, în laborator, la desulfurarea cocsului cu gaze reducătoare se pot trage următoarele concluzii :

— La tratarea cărbunilor PALV cu gaze reducătoare, la temperaturi de 600—900°C, se obțin cocsuri aglomerate, chiar la debite de gaze care în mod normal ar trebui să asigure fluidizarea. Aceasta se datorește capacității de aglutinare a acestor cărbuni. De aceea, pentru a se obține cocs de fluidizare cu gaze reducătoare, este necesar să se studieze fluidizarea în două trepte sau alte procedee.

— Hidrogenul este un agent desulfurant eficient pentru cărbunii PALV. Cînd se lucrează cu viteze de trecere a hidrogenului, prin stratul de cărbune supus cocsificării, de 40—60 cm/s la 900—1000°C, se poate obține un cocs al cărui conținut de sulf să fie 1,0—1,2% pornind de la cărbuni cu 2,32% S_t, adică un randament al desulfurării de 48—58%. O durată de circa 20 minute este de asemenea o condiție esențială pentru a obține un efect desulfurant eficient.

— Desulfurarea semicocsului PALV cu gaze reducătoare, obținute prin descompunerea termică a metanului, poate fi efectuată în condiții de fluidizare, pînă la un conținut de 1,0% S_t. Factorii cei mai importanți care asigură o bună desulfurare sînt: viteza gazelor reducătoare 40—60 cm/s, temperatura 900°C, durata 20 minute, granulația sub 2 mm.

— În timpul desulfurării cu gaze reducătoare are loc și un proces de gazificare a semicocsului. Procentul de cărbune gazificat a fost în cazul desulfurării cu hidrogen de 2—3,6 %. În cazul desulfurării cu gaze obținute prin descompunerea termică a metanului cu vapori de apă procentul gazificării, cu unele excepții, a fost în general sub 4 %.

DÉSULFURATION DU COKE PAR DES GAZ RÉDUCTEURS

RÉSUMÉ

L'auteur présente les résultats obtenus dans la désulfuration du coke, provenu de charbons PALV, par des gaz réducteurs.

On a suivi la désulfuration de ce coke, dans la perspective de sa production par fluidisation, ainsi que son utilisation comme matière première pour la fabrication du coke métallurgique en briquettes.

Dans la première partie du travail sont exposés les essais de désulfuration du coke par l'hydrogène en couche fixe. Les résultats obtenus ont montré qu'aux températures de 900—1000°C, le soufre du coke peut être réduit de 2,32% à 1,1—1,2%. A cette fin, il faut que la désulfuration soit faite par un courant d'hydrogène ayant une vitesse de plus de 20 cm/s, pendant 20—25 min.

Dans la deuxième partie, le travail comprend les essais de désulfuration du coke par des gaz réducteurs en couche fluide. On a utilisé des gaz réducteurs fournis par la décomposition thermique du méthane. Cette méthode a permis d'obtenir une désulfuration du coke de 40—55%, à une température de 800—900°C, par un traitement durant 20 min.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Blum, Th. Piatkowski, N. Sîrbu, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota 2. Încercări de desulfurare a cărbunilor din Valea Jiului prin cocsificarea lor în curent de gaze. Desulfurarea în curent de hidrogen.* St. cerc. energ., **V**, *1—2*, 215—255 (1955).
2. I. Blum, H. Mandel, D. Maftei, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota III. Cercetarea acțiunii desulfurante a unor gaze în procesul de cocsificare a cărbunilor din Valea Jiului.* St. cerc. energ., **V**, *3—4*, 565—573 (1955).
3. I. Blum, Th. Piatkowski, I. Epure, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota IV. Influența adaosurilor anorganice asupra conținutului de sulf și a formelor de sulf din cocsurile obținute din huile de gaz de Valea Jiului.* St. cerc. energ., **VII**, *2*, 201—211 (1957).

4. I. EPURE, *Reducerea conținutului de sulf din cocsul cu adaosuri anorganice, prin acțiunea aburului asupra sulfurii de calciu.* St. cerc. energ., **XII**, 103—114 (1962).
5. — *Obținerea cocsului metalurgic cu conținut redus de sulf și rezistență mecanică superioară din huilă de gaz și var.* St. cerc. energ., **XII**, *3*, 375—384 (1962).
6. I. BLUM, I. NISTOR, V. CÎNDEA, C. IONESCU, *Desulfurarea cărbunilor neaglutinanți de PALV prin fluidizare cu agent abur-aer.* St. cerc. energ., **XII**, 529—539 (1962).
7. A. R. POWELL, J. Ind. Eng. Chem., *12*, 1077—81 (1920). Citat după „Chemistry of Coal Utilization" de H. H. Lowry, Edit. John Wiley, New York, 1947, 449.
8. R. E. BREWER, J. K. GHOSH, *Desulfurization of Coal during Carbonization with Added Gases.* Ind. Eng. Chem., *9*, 2044—2053 (1949).
9. A. LISSNER, E. RAMMLER, *Edelkoks aus Braunkohle.* Freiberger Forschungshefte, A, 119, 47—60 (1958).
10. FR. SEF., *Desulfurization of Petroleum Coke during Calcination.* Ind. Eng., Chem., *9*, 435—439 (1960).
11. R. BURGESS, MASSON, *Hydrodesulfurization of Coke.* Ind. Eng. Chem., *9*, 1027—1030 (1959).
12. E. W. LANG, H. G. SMITH, CARL BORDENCA, *Carbonization of Agglomerating Coals in a Fluidized Bed.* Ind. Eng. Chem., *3*, 355—359 (1957).
13. J-K-IACOBS, J. D. MIRKUS, *Coal Desulfurization in a Fluidized Carbonizer.* Ind. Eng. Chem., *1*, 24—26 (1958).
14. C. W. ZIELKE, G. P. CURRAN, E. GORIN, G. E. GORING, *Desulfurization of Low Temperature Car by Partial Gasification.* Ind. Eng. Chem., *1*, 53—56 (1954).

I. VLĂDEA, *Manualul de Termotehnică.*

Edit. didactică şi pedagogică, Bucureşti. Vol. I, 519 pag. 1962; Vol. II, 398 pag., 1963.

Editura didactică şi pedagogică publică un tratat de termotehnică redactat de prof. dr. ing. I. Vlădea şeful catedrei de termotehnică de la Institutul politehnic Timişoara care este organizat în 33 de capitole cuprinse în două volume. Primul volum tratează în mare termodinamica gazelor şi a aburilor, iar al doilea volum termodinamica chimică, producerea şi transmiterea căldurii.

Conţinutul capitolelor este după cum urmează (volumul I).

Capitolul I — Introducere. Se prezintă pe scurt noţiunea de căldură şi se definesc noţiunile generale de mediu şi transformare termică. Se defineşte obiectul termotehnicii, ramura ştiinţelor tehnice care se ocupă cu : producerea, transportul, transformările şi utilizarea căldurii în tehnică.

Capitolul II — Unităţile de măsură (3 figuri, 3 tabele, 8 exemple de calcul). Autorul semnalează introducerea sistemului internaţional de unităţi de măsură (MKSA°K Candela) şi indică unităţile derivate ale acestuia. De asemenea, pornind de la necesităţile tehnice de a folosi încă o perioadă de timp sistemele existente, prezintă sistemul MK_fS, unităţile anglosaxone, precum şi relaţiile de transformare dintre diferitele unităţi şi sisteme.

Capitolul III — Termometria (30 figuri, 8 tabele, 5 exemple de calcul). Acest capitol dezvoltă mai pe larg o serie de probleme legate de teoria şi practica măsurării temperaturilor. Se prezintă scările termometrice. Se dau indicaţii despre construcţia diferitelor tipuri de termometre : termometrul cu lichid, termometrul manometric cu lichid, termometrul cu rezistenţă electrică, termocuple (cu exemple de perechi de metale şi mod de utilizare), pirometre ceramice, termoculori. La majoritatea aparatelor se prezintă schema de funcţionare, domeniul de măsură şi precizia de determinare. Se prezintă în final, pe scurt modul de funcţionare şi de construcţie al termostatelor.

Capitolul IV — Primul principiu al termodinamicii (9 figuri, 2 tabele, 7 exemple de calcul). Se prezintă clasic primul principiu al termodinamicii stabilit pe baza echivalenţei dintre căldură şi lucru mecanic. Se introduce noţiunea de energie internă. Se prezintă mărimile de stare şi ecuaţiile de stare. Pentru a putea face o extindere a primului principiu se prezintă noţiuni sumare privind teoria cinetică a căldurii (denumirea dată de autor teoriei cinetice a gazelor).

Capitolul V — Noţiuni asupra căldurii specifice (9 figuri, 1 tabelă, 3 exemple de calcul). În acest capitol se prezintă noţiunile generale privind căldurile specifice reală şi medie. Se arată experienţa lui Joule pentru a demonstra dependenţa numai de temperatură a căldurilor speci-

fice ale gazului perfect. Se prezintă noțiuni de calorimetrie și o serie de calorimetre cum ar fi calorimetrul adiabatic al lui Berthelot, calorimetrul Eucken, calorimetrul Magnus, Nernst etc.

Capitolul VI — Gazul perfect (12 figuri, 6 tabele, 12 exemple de calcul). Autorul definește, pornind de la imaginea dată de teoria cinetică a gazelor, noțiunea de gaz perfect și arată în continuare pe bază de experiență legile simple (Boyle-Mariotte și Charles-Gay Lussac) ale acestuia. Se prezintă ecuația termică a gazelor perfecte. Se introduce noțiunea de kilomol definindu-se natura acestei unități de măsură. Se dau noțiuni privind amestecurile de gaze. Capitolul se încheie cu studiul din punct de vedere termodinamic, al transformărilor simple ale gazului perfect : izocora, izobara, izotermica, izentropica și politropica.

Capitolul VII — Transformările ciclice (închise) (4 figuri, 2 exemple de calcul). Se prezintă definiția și proprietățile ciclurilor [reversibile precum și noțiunea de randament. În continuare se descrie ciclul Carnot și se studiază proprietățile acestuia.

Capitolul VIII — Al doilea principiu al termodinamicii (19 figuri, 4 exemple de calcul). Din necesitatea demonstrării existenței unui sens natural de parcurgere a evoluțiilor, autorul se ocupă în primul rînd de problemele reversibilității transformărilor. Se enunță principiul II; se stabilește noțiunea de entropie și se introduce noțiunea scării termodinamice de temperatură. Se calculează entropia gazului perfect și se prezintă proprietățile diagramei entropice. Se studiază transformările total ireversibile arătîndu-se variația entropiei pentru evoluția cu frecare, transmitere de căldură în cazul diferenței finite de temperatură, laminării etc. Pe larg se tratează problema principiului II în lumina materialismului dialectic, combătîndu-se punctul de vedere greșit al lui Clausius privind „moartea termică a universului".

Capitolul IX — Noțiuni de termodinamică statistică (7 figuri, 1 tabelă). Pentru a putea interpreta problemele ridicate de principiul II al termodinamicii, autorul face apel la o serie de cunoștințe ale mecanicii și termodinamicii statistice. Concis însă clar, este prezentată statistica Maxwell-Boltzmann care ține cont de cîmpul gravitații și statistica lui Gibbs care ține cont de faptul că moleculele sînt alcătuite la rîndul lor din particule încărcate cu energie. Se prezintă mișcarea browniană și se dau noțiuni despre fluctuații. O bună parte a capitolului se ocupă cu interpretarea statistică a principiului al doilea și introducerea noțiunii de principiu al treilea al termodinamicii.

În capitolele X — Funcțiuni și potențiale termodinamice (2 figuri) și *XI — Lucrul mecanic maxim al transformărilor de stare fizice și chimice* (1 tabelă), se prezintă pe scurt ecuația de definiție și proprietățile funcțiilor energie liberă și entalpie liberă și se stabilește ecuația lui Guy-Stadola.

Capitolul XII — Aplicarea legilor gazelor la mașinile cu gaze (51 figuri, 6 exemple de calcul). Capitolul începe cu o prezentare generală a noțiunilor de randament la mașini cu care ocazie se introduce și noțiunea de ciclu indicat. Se tratează din punct de vedere al ciclului termodinamic compresorul cu piston (compresorul fără și cu spațiu vătămător, compresorul polietajat), compresorul centrifug, mașina cu aer cald, motoarele cu ardere internă (motorul cu ardere la volum constant, motorul cu ardere la presiune constantă, motorul cu ardere mixtă) turbina de gaze (cu ardere la presiune constantă și cu ardere la volum constant). Pentru fiecare caz se analizează principiul de lucru, ciclul de funcționare, diagrama mecanică și entropică și expresia și discuția randamentului.

Capitolul XIII — Gazele reale (19 figuri, 10 tabele). Capitolul studiază mai întîi gazele semiperfecte adică acele gaze care ascultă de legile gazelor perfecte, dar la care căldura specifică variază cu temperatura. Se prezintă diagrama T—S a acestor gaze precum și modul de calcul a transformărilor simple. În continuare se indică modul de variație a căldurii specifice la gazele reale și se arată calculul mărimilor de stare ale gazelor reale și transformările simple ale acestora.

Capitolul XIV — Vapori (38 figuri, 5 tabele, 8 exemple de calcul). Capitolul tratează termodinamica clasică a vaporilor : mărimile calorice de stare, ecuația Clapeyron-Clausius, transformările simple ale vaporilor, efectul Joule Thomson și ca o aplicație mașina de lichefiat aerul. Ca o simplificare a calculelor, autorul tratează în acest capitol ecuația de stare van der Waals și modul de calcul al transformărilor simple cu această ecuație.

Capitolul XV — Aplicarea teoriei vaporilor la mașinile cu abur (39 figuri, 7 exemple de calcul). Se tratează termodinamica mașinilor cu vapori și a instalațiilor termice, ciclul Clausius-Rankine, influența regenerării căldurii asupra acestui ciclu, abur la presiune critică și supracritică, utilizarea a două medii de lucru etc. În finalul capitolului se face o analiză termodinamică a mașinii cu abur cu piston și a turbinei cu abur.

Capitolul XVI — Pompele de căldură și mașinile frigorifice (14 figuri, 4 tabele, 2 exemple de calcul). Pornind de la reversibilitatea ciclului Carnot se prezintă, diferențiindu-se pompele de căldură și mașinile frigorifice. În acest capitol se dau și date asupra proprietăților fluidelor de lucru din mașinile frigorifice.

Capitolul XVII — Noțiuni de termodinamica fazei solide (6 figuri, 2 tabele). Capitolul, deși destul de restrîns, studiază procesul de solidificare, punctul triplu, căldura specifică a solidelor și similitudinea curbelor de variație a căldurilor specifice cu temperatura.

Capitolul XVIII — Curgerea gazelor și vaporilor (60 figuri, 10 tabele, 5 exemple de calcul). Capitolul se ocupă de teoria curgerii în regim permanent, studiind curgerea gazelor perfecte și reale prin ajutaje convergente. Se introduce noțiunea de viteza sunetului și se analizează posibilitatea depășirii acestei viteze. În continuare se studiază curgerea gazelor cu frecare prin tuburi lungi (curgerea adiabatică și curgerea izotermică) ; se dau noțiuni despre undele de șoc normale și oblice.

Capitolul XIX — Teoria ejectoarelor (9 figuri). În acest capitol se tratează, în mare parte bazat pe lucrări originale, teoria ejectoarelor cu gaze perfecte și cu gaze reale ; se prezintă cazul funcționării în regim supracritic și subcritic și de asemenea calculul ejectorului pentru condensat și a injectorului.

Capitolul XX — Noțiuni asupra teoriei turbomașinilor termice (13 figuri). Se prezintă elemente de aerotermodinamica compresorului centrifug și a compresorului axial, de asemenea despre turbinele axiale și radiale, atît pentru un etaj cît și pentru mașinile cu mai multe etaje.

Capitolul XXI — Termodinamica propulsiei prin reacțiune (13 figuri, 2 tabele). Capitolul analizează aspectele privind curgerea gazelor prin rachetă, problema rachetelor în trepte și aplicarea acestor rezultate pentru cazul rachetelor interplanetare și a sateliților artificiali. În același capitol autorul se preocupă de problemele termodinamice ale statoreactoarelor și ale turboreactoarelor.

Volumul II cuprinde următoarele capitole :

Capitolul I — Noțiuni de termodinamică chimică (11 figuri, 10 tabele). Se prezintă principiul general al conservării energiei și formele de energie care sînt puse în evidență într-o reacție chimică. Se studiază problema transformării directe a energiei chimice a combustibilului în energie electrică. O bună parte a expunerii acestui capitol este rezervată echilibrului chimic și a factorilor care-l influențează. Se tratează din nou și mai detaliat principiul al treilea al termodinamicii.

Capitolul II — Noțiuni asupra termodinamicii soluțiilor binare (9 figuri, 1 tabelă, 1 exemplu de calcul). Capitolul este scris pentru a explica principiul de funcționare al instalațiilor frigorifice cu absorbție, tratînd legile Henry și Raoult, efectul termic al dizolvării și diagramele t-x și i-x ale soluțiilor.

Capitolul III — Producerea căldurii prin arderea combustibililor (34 figuri, 2 tabele, 4 exemple de calcul). Acest important capitol atacă atît probleme de cinetica arderii (aprindere,

viteză de flacără, desfășurarea arderii etc.) cît și studiul ecuațiilor arderii complete și incomplete, puterea calorifică și calculul temperaturii reale de ardere.

Capitolul IV — Disocierea (9 figuri, 2 tabele). Se face o particularizare a problemelor generale studiate în cadrul echilibrului chimic, pentru produsele arderii insistîndu-se asupra modului de calcul al gradului de disociere.

Capitolul V — Gazeificarea (8 figuri). Se studiază termodinamic și din punctul de vedere al reacțiilor chimice funcționarea gazogenului și producerea gazului aerian, a gazului mixt și a gazului de apă.

Capitolul VI — Producerea căldurii din energie nucleară (18 figuri, 2 tabele). În acest capitol nou pentru domeniul termotehnicii însă deosebit de actual, după ce se dau cîteva noțiuni sumare despre fizica nucleară, fisiunea și sinteza nucleară, se prezintă problemele termotehnice ale reactoarelor nucleare și cîteva probleme ale centralelor atomoelectrice.

Capitolele: *VII — Conductibilitatea termică* (30 figuri, 12 tabele, 4 exemple de calcul), *VIII — Transmitere de căldură prin convecție* (47 figuri, 6 tabele) — *IX — Radiația termică* (34 figuri, 9 tabele, 3 exemple de calcul) și *X — Schimbul de căldură între fluide prin pereți* (trecerea de căldură) (20 figuri, 2 tabele, 2 exemple de calcul) prezintă dezvoltat și pe larg problemele tehnice ale transmisiei căldurii, iar *capitolul XI — Schimbătoarele de căldură* (16 figuri, 1 tabelă) prezintă calculul recuperatoarelor și regeneratoarelor în diferite formule constructive.

Capitolul XII — Aerul umed (21 figuri, 3 tabele, 1 exemplu de calcul) prezintă metoda de măsurare a umidității, mărimile de stare, diagramele și modul de urmărire a transformărilor aerului umed pe aceste diagrame. Capitolul se încheie cu teoria turnurilor de răcire.

Privind în ansamblu lucrarea, aceasta apare — în comparație cu manuale cunoscute — deosebit de vastă și complexă. Pornind de la definiția obiectului termotehnicii, autorul a cuprins în acest manual atît probleme teoretice ale arderii cît și probleme tehnice ale mașinilor și instalațiilor care fac disponibilă sau transformă căldura. Autorul, considerînd preocupările de viitor ale inginerului termotehnician, a căutat să prindă toate aplicațiile noi ale căldurii în tehnică, introducînd spre exemplu, problema energiei obținută din combustibil nuclear.

O caracteristică a acestei lucrări o constituie informația pînă la zi. Indicațiile bibliografice cît și unele probleme particulare atacate (spre exemplu producerea nemijlocită a energiei electrice din combustibil) indică preocuparea autorului de a transforma lucrarea într-o monografie a științei termotehnice.

Mai este de remarcat poziția autorului care pe de o parte informează pe cititor asupra perioadei de timp și a locului unde a avut loc studiul diferitelor legi și fenomene termodinamice și pe de altă parte ia poziție critică pe baze materialist-dialectice în cazurile în care s-au folosit datele termodinamicii pentru a atrage concluzii neștiințifice (spre exemplu, problema principiului II).

Cartea este bogat ilustrată cu schițe care ușurează înțelegerea expunerii și cuprinde exemple de calcul care ajută la însușirea materialului. Multiple tabele cu date privind proprietățile termice ale fluidului de lucru, cît și diagrame auxiliare calculelor (atît pentru gaze cît și pentru abur) permit efectuarea unor calcule termotehnice utile.

Deși s-au strecurat unele greșeli de tipar, prezentarea dată de editură este mulțumitoare și corespunzătoare lucrării.

Manualul de termotehnică reprezintă o lucrare deopotrivă de utilă atît studentului cît și inginerului în producție, în proiectare sau în cercetare.

C. A. Vasilescu

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Seria B

TERMOENERGETICĂ ŞI UTILIZAREA ENERGETICĂ A COMBUSTIBILILOR

Tomul XII **1963**

INDEX ALFABETIC

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

	Nr.	Pag.
1. ANTONESCU N., Caracteristicile arderii în focarele tunel la folosirea stabilizatorilor elicoidali	1	53
2. ANTONESCU N., Calculul procesului de ardere şi al vitezei de ardere în focare tunel	2	217
3. BĂRĂNESCU GEORGE, Unele probleme ale amestecurilor de gaze realizate la volum constant	1	11
4 CARABOGDAN I., Asupra temperaturii de aprindere a combustibililor solizi din R.P.R.	4	509
5. CARABOGDAN I., Asupra temperaturilor caracteristice ale cenuşilor cărbunilor din R.P.R.	4	525
6. CHRZANOWSKI S., Răcirea cu apă şi aer în întreprinderile industriale şi în centralele electrice	2	197
7. COSOROABĂ V., O nouă metodă de calcul al procesului de umplere la compresoarele cu piston	3	375
8. COSTEA L., O metodă pentru determinarea soluţiei optime de schimbător de căldură cu convecţie forţată de tipul gaz lichid	3	321
9. DINCULESCU C., PIMSNER V., Influenţa parametrilor funcţionali asupra performanţelor unui ciclu mixt abur-gaze	2	205
10. FAUR S., POPESCU AL., TEODORESCU L., VASILESCU C. A., Influenţa principalilor factori fizico-chimici ai motorinelor asupra tendinţei de formare a calaminei	2	227
11. GHIA V. V., Reducerea consumului de combustibil prin aplicarea recirculaţiei gazelor la cuptoarele de tratament termic	4	499
12. GHIA V. V., Metoda de calcul a recuperatoarelor tubulare convective funcţionînd cu aerul de admisie încălzit	3	309
13. GHIA V. V., MOLFETTA-TĂBĂCARU S., Influenţa aerului insuflat şi a geometriei carcasei asupra unghiului de pulverizare la arzătoarele turbionare cu pulverizare mixtă	3	345
14. GHIA V. V., COSTEA L., FERCALĂ E., TĂBĂCARU S., Cercetări privind influenţa geometriei arzătorului turbionar de combustibil lichid asupra arderii şi radiaţiei flăcării	4	479
15. GRECOV D., BIENER M., Unele aspecte ale arderii combustibilului gazos în focare	1	19
16. GRECOV D., IORDACHE I., Economicitatea termoficării cu turbogrupuri cu contrapresiune de putere mică	2	161

17. GRECOV D., IORDACHE I., Eficacitatea economică a CET industriale. . 3 331
18. GRECOV D., IORDACHE I., GUŢU E., Studiul proceselor de amestecare a combustibilului gazos şi aerului în arzătoarele industriale. . . . 4 463
19. HAIDUC C., Determinarea temperaturii optime de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare la centralele atomoelectrice combinate . . . 2 179
20. MOLFETTA-TĂBĂCARU S., Aspecte privind influenţa naturii chimice a combustibililor lichizi asupra arderii 1 37
21. PIMSNER V., CSERVENY I., Studiul utilizării turbinei de trecere pentru comprimarea gazelor naturale pe conductele magistrale. 3 331
22. VASILESCU C. A., ŞTEFAN I., Comandarea avansului la declanşarea scînteii electrice la motoarele de autovehicul în funcţie de depresiune. . 1 91
23. VASILESCU C. A., BARBESCU B., Controlul întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu antecameră prin dirijarea mişcării aerului. 3 387
24. VASILESCU C. A., Consideraţii termodinamice privind expulzarea gazelor din antecamera motorului cu aprindere prin compresiune. . . 4 447
25. VASILESCU C. A., Utilizarea energiei gazelor de ardere pentru a îmbunătăţi răcirea cu aer a motorului cu ardere internă 1 77

Utilizarea energetică a combustibililor

26. BLUM I., NISTOR I., CÎNDEA V., IONESCU C., Desulfurarea cărbunilor neaglutinanţi PALV, prin fluidizare cu agent aer-abur-azot . . . 1 133
27. CARABOGDAN I., CRĂCIUNEANU C., CROITORU F., Măcinabilitatea cărbunilor din R.P.R. 1 109
28. EPURE I., Desulfurarea cocsului cu gaze reducătoare 4 569
29. IONESCU C., NISTOR I., DOBOŞ C., HRISTESCU I., Desulfurarea cărbunilor neaglutinanţi şi slab aglutinanţi din Valea Jiului prin procedeul termomagnetic 2 257
30. NISTOR I., ŞTEFĂNESCU F., Progrese în tehnologia fabricării cocsului brichete prin tratament termochimic 1 149
31. NISTOR I., Noi elemente de caracterizare ale unor huile romîneşti. I. Separări gravimetrice 3 397
32. NISTOR I., Noi elemente de caracterizare a unor huile romîneşti. II. Caracteristici structurale. 4 551
33. NISTOR I., ŞTEFĂNESCU FL., TĂZLĂUANU V., Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. VII. Studiul influenţei granulaţiei măruntului de cocs asupra calităţii cocsului brichete 3 415
34. NISTOR I., ŞTEFĂNESCU F., TĂZLĂUANU V., CIOLAC V., Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. VIII. Cercetări de laborator privind obţinerea cocsului brichete prin tratament termochimic din cocs de fluidizare . . . 4 559
35. SOLACOLU Ş., DINESCU R., SINGER G., BĂLAN V., CROITORU F., Viscozitatea zgurilor de cărbune. Influenţa unor factori 2 247

NOTE

36. GHIA V. V., SPAHIU I., MOLFETTA-TĂBĂCARU S., Influenţa numărului de ajutaje tangenţiale asupra caracteristicilor pulverizării, la injectoare cu camera de turbionare cu întoarcere. 2 287
37. GHIA V. V., FERCALĂ E., Cercetări privind realizarea arzătorului industrial C.P.M. de 250 kg/h 3 431
38. PĂNOIU N., CARABOGDAN I., Lucrările celui de-al 6-lea colocviu al „Societăţii pentru tehnica combustibililor" (B.T.G. in der D.D.R.) 1962 ţinut la Dresda (7—9 noiembrie 1962) 2 295
39. PĂNOIU N., CARABOGDAN I., SINGER G., CRĂCIUNEANU C., Cercetări în domeniul arderii combustibililor solizi în focare ciclon . . 2 277

40. **Recenzii** 301

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ
по
ЭНЕРГЕТИКЕ

Серия B

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТОПЛИВ

ТОМ XIII 1963

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

	№	Стр.
АНТОНЕСКУ Н., Характеристика горения в туннельных топках с использованием завихрительных стабилизаторов	1	53
АНТОНЕСКУ Н., Расчет процесса горения и скорости горения в туннельной топке	2	217
БЭРЭНЕСКУ Д., Некоторые вопросы смешения газов при постоянном объеме	1	11
ВАСИЛЕСКУ К. А., ШТЕФАН И., Регулировка опережения зажигания в автомобильных двигателях в зависимости от разрежения	1	91
ВАСИЛЕСКУ К. А., БАРБЕСКУ Б., Контроль запоздания в самозажигании двигателей с форкамерой путем регулирования движения воздуха	3	387
ВАСИЛЕСКУ К. А., Соображения термодинамического характера по удалению газов из предкамеры двигателя с зажиганием под давлением	4	447
ВАСИЛЕСКУ К. А., Изучение коэффициента истечения через отверстия камер сгорания в двигателях с зажиганием от сжатия	1	77
ГИЯ В. В., Уменьшение расхода топлива путем рециркуляции газов в печах для термообработки	4	499
ГИЯ В. В., Метод расчета конвективных трубчатых рекуператоров, работающих на подогретом приточном воздухе	3	309
ГИЯ В. В., МОЛФЕТТА-ТЭБЭКАРУ С., Влияние вдуваемого воздуха и геометрической формы каркаса на угол распыления у вихревых форсунок со смешанным распылением	3	345
ГИЯ В. В., КОСТЯ Л., ФЕРКАЛЭ Е., ТЭБЭКАРУ С., Исследование влияния геометрических размеров вихревой горелки для жидкого топлива на процесс горения и излучения пламени	4	479
ГРЕКОВ Д., БИНЕР М., Некоторые аспекты сгорания газообразного топлива в топках	1	19
ГРЕКОВ Д., ИОРДАКЕ И., Экономичность теплофикации при помощи турбоагрегатов с противодавлением (P) небольшой единичной мощности	2	161
ГРЕКОВ Д., ИОРДАКЕ И., Экономическая эффективность промышленной ТЭЦ	3	331
ГРЕКОВ Д., ИОРДАКЕ И., ГУЦУ Е., Изучение процессов смешения газообразного топлива с воздухом в промышленных горелках	4	463

ДИНУЛЕСКУ К., ПИМСНЕР В., Влияние функциональных параметров на результаты работы по смешанному циклу пар-газы . . . 2 205
КАРАБОГДАН И., Температура воспламенения твердых топлив РНР 4 509
КАРАБОГДАН И., Характеристические температуры золы углей РНР 4 525
КРЖАНОВСКИ С., Водяное и воздушное охлаждение в промышленных предприятиях и на электрических станциях 2 297
КОСОРОАБЭ ВАЛЕНТИН, Новый метод расчета процесса наполнения поршневых компрессоров 3 375
КОСТЯ Л., Метод определения наилучшего решения теплообменника с принудительной конвекцией газо-жидкостного типа 3 321
МОЛФЕТТА-ТЭБЭКАРУ С., Аспекты влияния химической природы жидких горючих на процесс горения 1 41
ПИМСНЕР В., ЧЕРВЕНИ И., Исследование использования переходной турбины для сжатия природных газов в магистральных трубопроводах 3 361
ФАУР С., ПОПЕСКУ А., ТЕОДОРЕСКУ Л., ВАСИЛЕСКУ К. А., Влияние главных физико-химических свойств дизельного топлива на образование нагара 2 227
ХАЙДУК К., Определение оптимальной температуры регенеративного подогрева питательной воды на комбинированных атомных электростанциях 2 179

Энергетическое использование топлив

БЛЮМ И., НИСТОР И., КЫНДЯ В., ИОНЕСКУ К., Десульфурация в кипящем слое неспекающихся каменных углей ПАЛВ при помощи агента воздух-пар-азот 1 133
ЕПУРЕ И., Обессеривание кокса восстановительными газами 4 569
ИОНЕСКУ КОРНЕЛИЯ, НИСТОР И., ДОБОШ К., ХРИСТЕСКУ И., Десульфурация неспекающихся и слабоспекающихся углей термомагнитным способом 2 257
КАРАБОГДАН И., КРЭЧУНЯНУ К., КРОИТОРУ Ф., Размолоспособность румынских углей 1 109
НИСТОР И., ШТЕФЭНЕСКУ Ф., Прогресс в технологии производства брикетированного кокса путем термохимической обработки 1 149
НИСТОР ИОН, Новые элементы для оценки некоторых румынских каменных углей. I. Весовые отделения 3 397
НИСТОР И., Новые элементы для оценки некоторых сортов румынских каменных углей. II. Структурные характеристики 4 551
НИСТОР И., ШТЕФЭНЕСКУ Ф., ТЭЗЛЭУАНУ В., Коксовый брикет, полученный из неспекающегося или слабоспекающегося угля посредством термохимической обработки. 3 415
НИСТОР И., ШТЕФЭНЕСКУ Ф., ТЭЗЛЭУАНУ В., ЧОЛАК В., Брикетный кокс, получаемый из неспекающихся или слабоспекающихся углей путем термохимической обработки. VIII . . . 4 559
СОЛАКОЛУ Ш., ДИНЕСКУ Р., ЗИНГЕР Г., БЭЛАН ВАЛЕНТИНА, КРОИТОРУ ФАНИ, Вязкость угольных шлаков. Влияние некоторых факторов 2 247

Заметки
Рецензии

53